

JP-A-7-47831

In an air conditioning unit where a first air passage extending from an inside air inlet (24) to a foot air outlet (52) and a second air passage extending from an outside air inlet (22) to a defroster air outlet (40) and a vent air passage (41) are partitioned by a partition plate (32), there is provided an evaporator outlet sensor (80) for detecting a temperature of cool air just having passed through an evaporator (31).

See page 15 of translation

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-47831

(43) 公開日 平成7年(1995)2月21日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

B 6 0 H 1/00

識別記号

1 0 1 X

庁内整理番号

G

P

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号

特願平5-197136

(22) 出願日

平成5年(1993)8月9日

(71) 出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 河合 孝昌

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電

装株式会社内

(72) 発明者 吉見 知久

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電

装株式会社内

(72) 発明者 伊藤 裕司

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電

装株式会社内

(74) 代理人 弁理士 佐藤 強

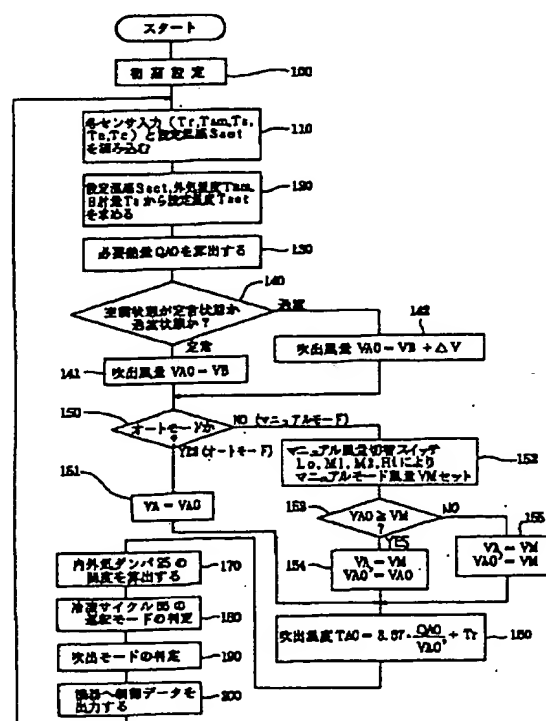
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空調装置

(57) 【要約】

【目的】 マニュアルモード時の快適性を損なわずに省エネルギー化を図る。

【構成】 使用者が入力した設定温度  $S_{set}$  等から設定温度  $T_{set}$  を算出し (ステップ120)、この設定温度  $T_{set}$  と内気温度  $T_r$ 、外気温度  $T_{am}$  等から室内の冷暖房に必要な熱量  $Q_{A0}$  を算出する (ステップ130)。次いで、設定温度  $T_{set}$  と内気温度  $T_r$  との温度差により、定常か過渡かを判定し (ステップ140)、定常時と過渡時のオートモード風量  $VA0$  を求める (ステップ141, 142)。マニュアルモード時には、オートモード風量  $VA0$  とマニュアルモード風量  $VM$  とを比較し (ステップ153)、 $VA0 \geq VM$  のときにはオートモード風量  $VA0$  と必要熱量  $Q_{A0}$  とに基づいて吹出温度  $TA0$  を決定する (ステップ154, 160)。一方、 $VA0 < VM$  のときにはマニュアルモード風量  $VM$  と必要熱量  $Q_{A0}$  とに基づいて吹出温度  $TA0$  を決定する (ステップ155, 160)。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 室内に吹き出す風の吹出温度と吹出風量を制御する機能を備えた空調装置において、室内の空調に必要な熱量を求める手段と、吹出風量を自動制御するオートモードかマニュアル操作で吹出風量を設定するマニュアルモードかを判定する運転モード判定手段と、マニュアルモード時に、オートモード風量とマニュアルモード風量とを比較し、オートモード風量の方が大きいときにはそのオートモード風量と前記必要熱量とに基づいて吹出温度を決定し、マニュアルモード風量の方が大きいときにはそのマニュアルモード風量と前記必要熱量とに基づいて吹出温度を決定する吹出温度決定手段とを備えたことを特徴とする空調装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、室内に吹き出す風の吹出温度と吹出風量を制御する機能を備えた空調装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】 近年の自動車に搭載されているいわゆるオートエアコンは、運転モードをオート(AUTO)モードに切り替えると、車室内の温度を温度設定スイッチで設定された設定温度に維持するように、吹出温度や吹出風量を自動制御するようになっている。このオートモードから、風量をマニュアル操作で設定するマニュアルモードに切り替えると、吹出風量が風量切替スイッチで設定された風量に固定され、この風量で車室内の温度を設定温度に維持するように吹出温度を制御するようになっている。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】 上記従来構成のものにおいて、マニュアルモードで吹出風量を設定すると、そのマニュアルモード風量がオートモード風量に比べて大きい場合、冷房時には吹出温度がオートモードのときよりも高くなるように補正される。この場合、同一熱量を発生するには大風量にした方が冷凍サイクルのCOP(成績係数)を向上できるので、マニュアルモード風量を多くすれば、その分、冷凍サイクルのCOPを向上でき、省エネルギー効果も得られる利点がある。

【0004】 しかし、マニュアルモード風量がオートモード風量に比べて小さい場合には、小さい風量で車室内の温度を設定温度に維持しようとするため、冷房時には吹出温度がオートモードのときよりも低くなるように補正される。このため、上述の場合とは反対に、冷凍サイクルのCOPが低下してしまい、消費エネルギーが増大してしまう欠点がある。

【0005】 本発明はこのような事情を考慮してなされたもので、その目的は、マニュアルモード時の快適性を損なわずに省エネルギー効果を得ることができる空調装置

を提供することにある。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、本発明の空調装置は、室内に吹き出す風の吹出温度と吹出風量を制御する機能を備えたものにおいて、室内の空調に必要な熱量を求める手段と、吹出風量を自動制御するオートモードかマニュアル操作で吹出風量を設定するマニュアルモードかを判定する運転モード判定手段と、マニュアルモード時に、オートモード風量とマニュアルモード風量とを比較し、オートモード風量の方が大きいときにはそのオートモード風量と前記必要熱量とに基づいて吹出温度を決定し、マニュアルモード風量の方が大きいときにはそのマニュアルモード風量と前記必要熱量とに基づいて吹出温度を決定する吹出温度決定手段とを備えた構成としたものである。

## 【0007】

【作用】 空調運転時には、室内の空調に必要な熱量を求めると共に、運転モード判定手段によりオートモードかマニュアルモードかを判定する。この結果、マニュアルモードと判定されると、吹出温度決定手段は、オートモード風量とマニュアルモード風量とを比較し、オートモード風量の方が大きいときにはそのオートモード風量と前記必要熱量とに基づいて吹出温度を決定する。この場合、マニュアルモード風量がオートモード風量よりも小さくても、吹出温度がオートモードのときと同じになるので、室内に供給される熱量が前記必要熱量よりも少なくなるが、乗員がマニュアルモード風量を小さくするときには、乗員が冷暖房を弱くしたいと感じているときであるので、結果的に乗員の温感に合った吹出温度となり、従来よりも快適性が向上する。しかも、室内に供給する熱量が少なく済むので、省エネルギー効果も得られる。

【0008】 一方、マニュアルモード風量がオートモード風量よりも大きいときには、そのマニュアルモード風量と前記必要熱量とに基づいて吹出温度を決定する。これにより、室内に適正な熱量(=必要熱量)が供給され、快適性が維持される。

## 【0009】

## 【実施例】

【第1実施例】 本発明を電気自動車の空調装置に適用した第1実施例について、図1乃至図9を参照して説明する。まず、図2に基づいて空調装置全体の概略構成を説明する。送風ケース21の上流側には、車室外の空気(外気)を吸入する外気吸入口22と、車室内の空気(内気)を吸入する2つの内気吸入口23、24が設けられている。一方の内気吸入口23と外気吸入口22との中間部位には、内外気ダンパ25が設けられ、この内外気ダンパ25の開度をサーボモータ26によって調整することにより、外気吸入口22と内気吸入口23、24から吸入する空気の混合割合を可変して吸気温度を調整するようになっている。この内外気ダンパ25の下流

3

側と内気吸入口24の下流側には、それぞれブロワ27、28が設けられ、これら両ブロワ27、28がブロワモータ29の回転軸に取り付けられている。このブロワモータ29は、駆動回路30により駆動される。また、ブロワ27、28の下流側は仕切板32bによって通路が仕切られている。

【0010】一方、ブロワ27、28の下流側にはエバポレータ31が配置され、このエバポレータ31の下流側は仕切板32によって上下2つの通風路33、34に仕切られている。そして、下側の通風路34にはコンデンサ35が配置され、このコンデンサ35の上部が上側の通風路33内に突出されている。このコンデンサ35の上方には強冷ダンパ36が配置され、この強冷ダンパ36をサーボモータ37によって駆動することにより、コンデンサ35をバイパスする風量を可変するようになっている。また、コンデンサ35の下流側の仕切板32に設けられた連通口32aには、連通ダンパ38が配置され、この連通ダンパ38をサーボモータ39によって駆動することにより、仕切板32の連通口32aを通過する風量を可変して、単一モード（例えば「VENT」モード、「FOOT」モード等）時の通風抵抗を低下させるようになっている。

【0011】上側の通風路33の下流側には、デフ吹出口40とベント吹出通路41が設けられ、このベント吹出通路41の下流側にはワイド吹出口42とスポット吹出口43とが設けられている。この場合、ワイド吹出口\*

4

\*42は、図3に示すように、運転席のメータパネル44の上部と、助手席側のインストルメントパネル45との2箇所に横長な形状に形成され、これら両ワイド吹出口42から小風量（例えば $200\text{ m}^3/\text{h}$ 、風速 $3\text{ m/sec}$ ）の風を緩やかに吹き出すようになっている。一方、スポット吹出口43は、インストルメントパネル45の中央部と左右両端部に合計4箇所設けられ、これらのスポット吹出口43から大風量（例えば $400\text{ m}^3/\text{h}$ 、風速 $10\text{ m/sec}$ ）の風を吹き出すようになっている。尚、小風量（ワイド吹出口42）と大風量（スポット吹出口43）の切り替えは、ベント吹出通路41の出口側に設けられたスポット／ワイド切替ダンパ46（図2参照）をサーボモータ47によって駆動することにより行われる。

【0012】また、ベント吹出通路41の入口側とデフ吹出口40にも、それぞれダンパ48、49が設けられ、これら各ダンパ48、49がサーボモータ50、51によって駆動されるようになっている。一方、下側の通風路34の下流側には、風を乗員の足元に向けて吹き出す足元吹出口52が設けられ、この足元吹出口52にも、サーボモータ53によって駆動されるダンパ54が設けられている。各ダンパ36、38、46、25は、吹出モードに応じて下記の表1のように作動される。

【0013】

【表1】

ダンパ 吹出モード		強冷ダンパ36	連通ダンパ38	スポット／ワイド 切替ダンパ46	内外気ダンパ25
FACE	スポット	冷房時 開放	開放	スポット	——
	ワイド		開放	ワイド	——
	B/L		閉鎖	ワイド	——
	FOOT	暖房、除湿 除霜時 閉鎖	閉鎖	—— (ワイド)	——
	FOOT/DEF		閉鎖	—— (ワイド)	——
	DEF		開放	—— (ワイド)	——
内気 } リニア 外気		——	——	——	内気 } リニア 外気

【0014】この表1において、「FACE/スポット」モードでは、スポット吹出口43から風を吹き出し、「FACE/ワイド」モードでは、ワイド吹出口42から風を吹き出し、「B/L」モードでは、ワイド吹出口42と足元吹出口52の双方から風を吹き出し、

「FOOT」モードでは、足元吹出口52とデフ吹出口40とから80：20の割合で風を吹き出し、「FOOT/DEF」モードでは、足元吹出口52とデフ吹出口40とから50：50の割合で風を吹き出し、「DEF」モードでは、デフ吹出口40から風を吹き出すよう

5

に、各ダンパ46, 48, 49, 54が切り替えられる。尚、内外気ダンパ25の開度は後述するようにしてリニア（直線的）に制御される。

【0015】一方、前述したエバポレータ31とコンデンサ35は、ヒートポンプ兼用の冷凍サイクル55の構成要素となっている。この冷凍サイクル55は、コンプレッサ56, 四方切替弁57, 室外熱交換器58, 逆止弁59, 60, キャピラリー61, 電磁弁62, 63, \*

6

\*64, 減圧弁65, アキュムレータ90, エバポレータ31及びコンデンサ35を配管で接続して構成されている。各電磁弁62, 63, 64と四方切替弁57は、冷凍サイクル55の運転モードに応じて下記の表2のように切り替えられる。

【0016】

【表2】

入 力		出 力			
冷凍サイクル55の 運転モード		電磁弁62	電磁弁63	電磁弁64	四方切替弁57
OFF		OFF	OFF	OFF	OFF（実線）
冷房		OFF	OFF	OFF	ON（点線）
暖房		ON	OFF	OFF	OFF（実線）
（除霜）		OFF	ON	OFF	OFF（実線）
除 湿	除湿H	OFF	OFF	ON	OFF（実線）
	除湿C	OFF	ON	OFF	OFF（実線）

【0017】この表2から明らかなように、冷房モードでは、四方切替弁57が図2に点線で示す位置（オン位置）に切り替えられて、コンプレッサ56の吐出口56aから吐出された冷媒が、逆止弁59→室外熱交換器58→キャピラリー61→エバポレータ31→アキュムレータ90→コンプレッサ56の吸入口56bの経路で循環する。これにより、コンプレッサ56の吐出口56aから吐出された高温ガス冷媒が室外熱交換器58で放熱して液化し、この液冷媒がエバポレータ31で蒸発することにより、エバポレータ31を通過する風が冷却される。

【0018】一方、暖房モードでは、四方切替弁57が図2に実線で示す位置（オフ位置）に切り替えられて、コンプレッサ56の吐出口56aから吐出された冷媒が、コンデンサ35→減圧弁65→逆止弁60→室外熱交換器58→電磁弁62→アキュムレータ90→コンプレッサ56の吸入口56bの経路で循環する。これにより、コンプレッサ56の吐出口56aから吐出された高温ガス冷媒がコンデンサ35で放熱して液化し、この放熱によりコンデンサ35を通過する風が暖められる。

【0019】また、除霜モードでは、四方切替弁57が図2に実線で示す位置で、電磁弁63が開放され、コンプレッサ56の吐出口56aから吐出された高温ガス冷媒がコンデンサ35と電磁弁63を経由して室外熱交換器58にも供給され、室外熱交換器58の表面に付着している霜を取り除く。

【0020】更に、除湿Hモードでは、四方切替弁57が図2に実線で示す位置で、電磁弁63が閉で電磁弁6

4が開放され、室外熱交換器58に供給された液冷媒の一部がエバポレータ31にも供給され、このエバポレータ31の弱めの冷却作用により除湿される。また、除湿Cモードでは、四方切替弁57が図2に実線で示す位置で、電磁弁63が開放されて、室外熱交換器58もコンデンサ35と共に凝縮器として機能するようになり、コンデンサ35と室外熱交換器58の双方で液化された冷媒がエバポレータ31に供給され、このエバポレータ31の強めの冷却作用により除湿される。

【0021】尚、室外熱交換器58には、強制冷却用の室外ファン89が設けられ、この室外ファン89のファンモータ89aは、図5に示すように、冷凍サイクル55の運転モードと後述する各種センサの出力データにより高速回転“Hi”，低速回転“Lo”，停止“OFF”に切り替えられるようになっている。例えば、冷房モードでは、外気温度センサ78により検出された外気温度 $T_{am}$ が $25^{\circ}\text{C}$ 以上で“Hi”となり、 $22^{\circ}\text{C}$ 以下で“Lo”となる。一方、暖房モードでは、外気温度 $T_{am}$ が $13^{\circ}\text{C}$ 以下で“Hi”となり、 $16^{\circ}\text{C}$ 以上で“Lo”となる。除湿Hモードでは、後述する吹出温度 $TA0$ とコンデンサ35通過直後の風温度（以下「コンデンサ出口温度」という） $T_c$ との温度差 $[TA0 - T_c]$ が $0^{\circ}\text{C}$ 以下で停止“OFF”となり、 $2^{\circ}\text{C}$ 以上で“Hi”となり、 $1^{\circ}\text{C} \rightarrow 2^{\circ}\text{C}$ と $1^{\circ}\text{C} \rightarrow 0^{\circ}\text{C}$ の範囲で“Lo”となる。また、除湿Cモードでは、冷媒吐出圧力センサ88により検出されたコンプレッサ56の冷媒吐出圧力 $P_r$ ，コンデンサ出口温度 $T_c$ ， $TA0 - T_c$ により、 $Hi > Lo > OFF$ の優先順位で決定される。例えば、冷媒吐出圧

力Prが19kgf/cm<sup>2</sup>G以上であれば、Tc, TA0-Tcがどんな値であろうとも、常に“Hi”となり、同様に、TA0-Tcが-2℃以下であれば、仮に、冷媒吐出圧力Prが19kgf/cm<sup>2</sup>Gよりも低くても、常に“Hi”となる。

【0022】一方、冷凍サイクル55のコンプレッサ56を駆動するモータ66は、インバータ67によって回転数がコントロールされる。このインバータ67、サーボモータ26, 37, 39, 47, 50, 51, 53, 室外ファン89のファンモータ89a及びブロワモータ29の駆動回路30は、電子制御ユニット（以下「ECU」という）68によって制御される。このECU68は、マイクロコンピュータを主体として構成され、CPU69, 各種データ等を一時的に記憶するRAM70, 図1の制御プログラム等が記憶されているROM71, 入力データをデジタル値に変換するA/D変換器72, I/O部73, 数MHzの基準信号を発生する水晶振動子74等を備え、バッテリー75からイグニッションスイッチ76を介して電源が供給される。

【0023】このECU68は、内気温度Trを検出する内気温度センサ77, 外気温度Tamを検出する外気温度センサ78, 車室内に入り込む日射量Tsを検出する日射センサ79, エバポレータ31通過直後の冷風温度（以下「エバポレータ出口温度」という）Teを検出するエバポレータ出口温度センサ80, コンデンサ出口温度Tcを検出するコンデンサ出口温度センサ81, コンプレッサ56の冷媒吐出圧力Prを検出する冷媒吐出圧力センサ88, 制御目標となる設定温度Ssetを乗員が手動設定するための温度設定器82等からの出力信号をA/D変換器72を介して読み込む。

【0024】上述した温度設定器82は、涼しめキー82aと暖かめキー82bとを備え、図2に示すように、インストルメントパネル45の中央部に配置されたエアコンコントロールパネル83に設けられている。このエアコンコントロールパネル83には、図3に示すように、温度設定器82の上方に複数の発光素子84nを横一列に配列した温度表示部84が設けられている。この温度表示部84は涼しめキー82aと暖かめキー82bにより入力された設定温度Ssetを表示するものである。この設定温度Ssetは、平均的な温度25℃を基準にしてどの程度涼しくするか又は暖かくするかを示す指標であり【図6(a)参照】、各キー82a, 82bを操作する前の状態では、温度表示部84の中央の発光素子84nを点灯させ、涼しめキー82aを1回押すごとに、設定温度Ssetを1ランクずつ低下させて点灯位置\*

$$QA0 = K1 \times Tset - K2 \times Tr - K3 \times Tam - K4 \times Ts + C \quad \dots (2)$$

ここで、K1, K2, K3, K4は係数、Cは定数である。この(2)式は、見掛上、従来と同じであるが、各係数K1, K2, K3, K4と定数Cは従来よりもかなり大きな値に設定されている。

\*を1つつ左側にずらし、暖かめキー82bを1回押すごとに、設定温度Ssetを1ランクずつ上昇させて点灯位置を1つつ右側にずらすようになっている。

【0025】この他、エアコンコントロールパネル83には、エアコンオンオフスイッチ85, リアデフォッグスイッチ86, フロントデフロスタスイッチ87が設けられ、更に空調運転をマニュアルモードからオートモードへ切り替えるオート(AUTO)スイッチ91と、空調運転を停止するオフスイッチ92と、マニュアルモード風量を4段階に切り替える4つのマニュアルモード風量切替スイッチLo, M1, M2, Hiが設けられている。

【0026】一方、ECU68は、図1の制御プログラムを実行することにより、室内の空調に必要な熱量QA0を求めると共に、オートモードかマニュアルモードかを判定する運転モード判定手段として機能し、更に、マニュアルモード時には、オートモード風量VA0とマニュアルモード風量VMとを比較し、VA0 ≥ VMのときにはオートモード風量VA0と前記必要熱量QA0とに基づいて吹出温度TA0を決定し、VA0 < VMのときにはマニュアルモード風量VMと前記必要熱量QA0とに基づいて吹出温度TA0を決定する吹出温度決定手段としても機能する。

【0027】以下、このECU68による制御内容を図1のフローチャートに従って説明する。まず、ステップ100で、以降の演算処理に使用するカウンタやフラグを初期設定する初期化処理を実行した後、ステップ110に移行して、温度設定器82の操作により入力された設定温度Ssetを読み込むと共に、内気温度センサ77, 外気温度センサ78, 日射センサ79, エバポレータ出口温度センサ80及びコンデンサ出口温度センサ81により検出された内気温度Tr, 外気温度Tam, 日射量Ts, エバポレータ出口温度Te及びコンデンサ出口温度Tcの各データを読み込む。

【0028】次いで、ステップ120に移行して、設定温度Sset, 外気温度Tam及び日射量Tsから設定温度Tsetを次の(1)式により求める。

$$Tset = f(Sset, Tam, Ts) \\ = Tset' + \Delta Tam + \Delta Ts \quad \dots (1)$$

ここで、 $Tset' = 25 + 0.4 Sset$  ……図6

(a) 参照

$$\Delta Tam = (10 - Tam) / 20 \quad \dots \text{図6 (b) 参照}$$

$$\Delta Ts = -Ts / 1000 \quad \dots \text{図6 (c) 参照}$$

【0029】以上のようにして、設定温度Tsetを算出した後、ステップ130に移行して車室内を設定温度Tsetに維持するために必要な熱量QA0を次の(2)式により算出する。

$$QA0 = K1 \times Tset - K2 \times Tr - K3 \times Tam - K4 \times Ts + C \quad \dots (2)$$

【0030】上記(2)式により必要熱量QA0を算出した後、ステップ140に移行して、その時点の空調状態が定常状態であるか過渡状態であるかを次のようにして判断する。まず、設定温度Tsetと内気温度Trとの温

9

度差  $|T_{set} - T_r|$  を算出し、この  $|T_{set} - T_r|$  が所定値  $\delta$  (例えば  $\delta = 3^\circ\text{C}$ ) 以下であるか否かを判断し、 $|T_{set} - T_r| \leq \delta$  であれば定常状態と判断し、 $|T_{set} - T_r| > \delta$  であれば過渡状態と判断するものである。

【0031】定常状態のときには、ステップ141に移行し、図7に示されている定常時の必要熱量  $QA0$  に対する風量特性から風量  $VB$  を求めて、この風量  $VB$  を吹出風量  $VA0$  とする (この  $VA0$  が定常時のオートモード風量となる)。尚、図7は、本実施例の風量・温度特性を実線で示し、従来のオートエアコンの風量・温度特性を一点鎖線で示している。この図7から明らかなように、本実施例の風量特性は、冷凍サイクル55のCOP向上を狙って、必要熱量  $QA0$  が少ない領域で風量  $VB$  を従来よりも増加させているが、この風量増加は乗員が風を不快に感じない程度に設定されている。このような風量特性を採用することによって、本実施例の温度特性は、吹出温度  $TA0$  が冷房時には従来よりも例えば  $5^\circ\text{C}$  高く、暖房時には従来よりも例えば  $1.5^\circ\text{C}$  低くなるように設定されている。

【0032】一方、前述したステップ140で過渡状態と判断された場合には、ステップ142に移行して、吹出風量  $VA0$  を次の(3)式により算出する (この  $VA0$  が過渡時のオートモード風量となる)。

$$VA0 = VB + \Delta V \quad \dots\dots (3)$$

ここで、 $VB$  は図7に示されている定常時の必要熱量  $QA0$  に対する風量特性から求められる。また、 $\Delta V$  は補正風量であり、図8に示されている  $T_r - T_{set}$  に対する補正風量特性から求められる。本実施例では、補正風量  $\Delta V$  は、暖房時に“0”となるように設定されている。この理由は、暖房時に吹出風量  $VA0$  を大幅に増加させると、吹出温度  $TA0$  が低下し過ぎて、吹出風に当たる乗員が感じる暖かみが却って少なくなってしまうからである (但し、後述するように暖房時にも乗員に不快感を与えない範囲内で  $\Delta V > 0$  となるように設定しても良い)。

【0033】上述したステップ141又は142で吹出風量  $VA0$  が決定されると、ステップ150に進んで、風量設定モードがオートモードかマニュアルモードかを判定する。この判定は、マニュアルモード風量切替スイッチ93～96のいずれかがオンされていればマニュアルモードと判定され、そうでなければオートモードと判定される。このステップ150で、オートモードと判定されれば、ステップ151に進んで、車室内に吹き出す風量  $VA$  に、前述したステップ141又は142で決定した値  $VA0$  をセットし、ステップ160に進む。

【0034】一方、マニュアルモードの場合には、ステップ152に進んで、マニュアルモード風量切替スイッチ  $Lo, M1, M2, Hi$  のいずれがオンされているかによってマニュアルモード風量  $VM$  を次のようにセットする。\*

10

\* 例えば、 $Lo$  オン時には  $VM = 200 (\text{m}^3/\text{h})$ 、 $M1$  オン時には  $VM = 270 (\text{m}^3/\text{h})$ 、 $M2$  オン時には  $VM = 340 (\text{m}^3/\text{h})$ 、 $Hi$  オン時には  $VM = 400 (\text{m}^3/\text{h})$  とセットされる。

【0035】この後、ステップ153に進んで、このマニュアルモード風量  $VM$  を前述したステップ141又は142で求められたオートモード風量  $VA0$  と比較し、オートモード風量  $VA0$  がマニュアルモード風量  $VM$  以上であれば、ステップ154に進んで、車室内に吹き出す風量  $VA$  にマニュアルモード風量  $VM$  をセットすると共に、後述する(4)式で吹出温度  $TA0$  を計算するための  $VA0'$  にオートモード風量  $VA0$  をセットする。

【0036】一方、マニュアルモード風量  $VM$  の方がオートモード風量  $VA0$  よりも大きいときには、ステップ155に進んで、車室内に吹き出す風量  $VA$  にマニュアルモード風量  $VM$  をセットすると共に、後述する(4)式で吹出温度  $TA0$  を計算するための  $VA0'$  にマニュアルモード風量  $VM$  をセットする。

【0037】以上のようにしてステップ154又は155で  $VA$ 、 $VA0'$  が決定されると、ステップ160に進んで、吹出温度  $TA0$  を次の(4)式により算出する。

$$TA0 = QA0 / (C_p \cdot \gamma \cdot VA0') + T_r$$

$$= 3.57 \times QA0 / VA0' + T_r \quad \dots\dots (4)$$

【 $C_p$  : 空気の比熱、 $\gamma$  : 空気の比重 ( $25^\circ\text{C}$ )】

上記(4)式中の  $VA0'$  は、 $VA0 \geq VM$  のときに  $VA0' = VA0$  である (ステップ154)。従って、マニュアルモード風量  $VM$  がオートモード風量  $VA0$  よりも小さくても、上記(4)式で計算される吹出温度  $TA0$  はオートモードのときと同じになるので、室内に供給される熱量がステップ130で計算した必要熱量  $QA0$  よりも少なくなるが、乗員がマニュアルモード風量  $VM$  を小さくするときには、乗員が冷暖房を弱くしたいと感じているときであるので、結果的に乗員の温感に合った吹出温度  $TA0$  となり、従来よりも快適性が向上する。しかも、室内に供給する熱量が少なくて済むので、省エネルギー効果も得られる。

【0038】一方、マニュアルモード風量  $VM$  がオートモード風量  $VA0$  よりも大きいときには、 $VA0' = VM$  となるので、吹出温度  $TA0$  はマニュアルモード風量  $VM$  とステップ130で計算した必要熱量  $QA0$  とに基づいて計算される。これにより、室内に適正な熱量 (= 必要熱量  $QA0$ ) が供給され、快適性が維持される。

【0039】前述した(4)式により吹出温度  $TA0$  が計算されると、ステップ170に移行し、内気吸入口23、24と外気吸入口22から吸入される空気の温度 (以下「吸気温度」という)  $T_{in}$  と吹出温度  $TA0$  との温度差を小さくする方向に内外気ダンパ25の開度を次のようにして算出する。一般に、吸気温度  $T_{in}$  は次の

(5)式により求められる。

$$T_{in} = \alpha \cdot T_{am} + (1 - \alpha) \cdot T_r \quad \dots\dots (5)$$

11

( $\alpha$ : 外気の混合割合)

この関係を利用して、まず、完全内気時 ( $\alpha = 0$ ) の吹出温度  $TA0$  と吸気温度  $Tin (= Tr)$  との温度差の絶対値  $Tdi$  を次の (6) 式により算出する。

$$Tdo = |TA0 - \{\alpha \cdot Tam + (1 - \alpha) \cdot Tr\}| \quad \dots\dots (7)$$

この後、 $Tdi$  と  $Tdo$  とを比較してその大小を判断し、 $Tdi \leq Tdo$  であれば内気モード ( $\alpha = 0$ ) とし、内外気ダンパ 25 により外気吸入口 22 を全閉する。

【0040】一方、 $Tdi > Tdo$  であれば外気モードとし、外気の混合割合  $x$  を次の (8) 式により算出する。

$$x = (TA0 - Tr) / (Tam - Tr) \quad \dots\dots (8)$$

この (8) 式により算出した  $x$  が、外気最大取り入れ時の  $\alpha$  の値 ( $\alpha_{max}$ ) と内気モード時の  $\alpha$  の値 ( $\alpha = 0$ ) との範囲内にあるとき、即ち  $0 \leq x \leq \alpha_{max}$  のときには、この  $x$  を目標外気混合割合とし、この目標外気混合割合  $x$  を実現するように内外気ダンパ 25 の開度をリニア (直線的) に可変する内外気併用モードとなる。

【0041】このような制御を行うことにより、吹出温度  $TA0$  と吸気温度  $Tin$  との差を小さくする方向に内外気ダンパ 25 の開度が自動的に調節され、吸入した空気に与える熱量 (必要熱量  $QA0$ ) が少なく済み、一層の省電力化が可能となる。

【0042】前述したステップ 170 で内外気ダンパ 25 の開度を算出し終えると、ステップ 180 に移行して、冷凍サイクル 55 の運転モードを冷房・暖房のいずれのモードにするかを次のようにして判定する。まず、前述した (5) 式により吸気温度  $Tin$  を算出する。この場合、外気の混合割合  $\alpha$  として前述したステップ 170 で算出された  $x$  を用いて、吸気温度  $Tin$  を算出する。次いで、吹出温度  $TA0$  と吸気温度  $Tin$  との温度差  $TM$  を次の (9) 式により算出する。

$$TM = TA0 - Tin \quad \dots\dots (9)$$

そして、 $TM \geq +\theta$  (例えば  $\theta = 2^\circ C$ ) のときには暖房モードとし、 $TM \leq -\theta$  のときには冷房モードとし、 $-\theta < TM < +\theta$  のときには冷凍サイクル 55 のコンプレッサ 56 を停止する。

【0043】このようにして冷凍サイクル 55 の運転モードを判定した後、ステップ 190 に移行し、吹出温度  $TA0$  と吹出風量  $VA0$  に基づいて、各ダンパ 36, 38, 46, 48, 49, 54 の開度を決定し、吹出モードを ※40

$$Dfn = Kp \{ (En - En-1) + t / TI \cdot En \} \quad \dots\dots (11)$$

ここで、 $Kp$  は比例ゲイン、 $t$  はサンプルタイム、 $TI$  は積分時間である。この周波数変化量  $Dfn$  からインバータ 67 の目標周波数  $fn$  を次の (12) 式により算出する。

$$fn = fn-1 + Dfn \quad \dots\dots (12)$$

この目標周波数  $fn$  をインバータ 67 に出力してコンプレッサ 56 の回転数を制御するものである。

【0048】以上説明した第 1 実施例によれば、マニュアルモード時に、オートモード風量  $VA0$  とマニュアルモ

12

$$* Tdi = |TA0 - Tr| \quad \dots\dots (6)$$

次いで、外気最大取り入れ時 ( $\alpha$  が最大) の吹出温度  $TA0$  と吸気温度  $Tin$  との温度差の絶対値  $Tdo$  を次の (7) 式により算出する。

※「FACE (スポット)」、「FACE (ワイド)」、「B/L」、「FOOT」、「FOOT/DEF」、「DEF」のいずれかに決定する。この吹出モードの詳細は、前掲した表 1 に表されている。

【0044】以上のようにして決定された各種の制御データを各機器へ出力し (ステップ 200)、以後、前述したステップ 110 に戻って処理を繰り返すことにより、空調運転を制御する。この際、ステップ 151, 154, 155 で求めた風量  $VA$  を実現するために、ブロワモータ 29 に印加するブロワ電圧は、図 9 の電圧特性により吹出モードに応じて決定される。

【0045】この場合、車室内を設定温度  $Tset$  に維持するのに必要な吹出温度  $TA0$  を内気と外気の混合により作り出せるときには、冷凍サイクル 55 のコンプレッサ 56 を停止する。一方、内外気のみでは必要な吹出温度  $TA0$  を作り出せないときには、インバータ 67 によりコンプレッサ 56 を駆動し、ステップ 180 で決定した運転モードで冷凍サイクル 55 を運転する。この際、冷房モードでは、エバポレータ出口温度センサ 80 により検出されたエバポレータ出口温度  $Te$  を対象にして  $PI$  制御又はファジィ制御によりフィードバック制御し、また、暖房モードでは、コンデンサ出口温度センサ 81 により検出されたコンデンサ出口温度  $Tc$  を対象にして  $PI$  制御又はファジィ制御によりフィードバック制御する。

【0046】 $PI$  制御を行う場合には、まず、次の (10) 式により温度偏差  $En$  を算出する。

$$En = TA0n - Tn \quad \dots\dots (10)$$

ここで、各変数の添字  $n$  は、 $n$  番目のサンプル値であることを示し、 $TA0n$  はステップ 142, 144 で求めた吹出温度を示し、 $Tn$  は、冷房モードではエバポレータ出口温度  $Te$ 、暖房モードではコンデンサ出口温度  $Tc$  を示す。

【0047】次いで、インバータ 67 の周波数変化量  $Dfn$  を次の (11) 式により算出する。

ード風量  $VM$  とを比較し、 $VA0 \geq VM$  のときにはそのオートモード風量  $VA0$  と必要熱量  $QA0$  とに基づいて吹出温度  $TA0$  を決定するので、 $VA0 \geq VM$  のときには吹出温度  $TA0$  がオートモードのときと同じになり、室内に供給される熱量がステップ 130 で計算した必要熱量  $QA0$  よりも少なくなるが、乗員がマニュアルモード風量  $VM$  を小さくするときは、乗員が冷暖房を弱くしたいと感じているときであるので、結果的に乗員の温感に合った吹出温度  $TA0$  となり、従来よりも快適性が向上する。しかも、

50



13

室内に供給する熱量が少なくて済むので、省エネルギー効果も得られる。一方、マニュアルモード風量 $V_M$ がオートモード風量 $VA0$ よりも大きいときには、吹出温度 $TA0$ はマニュアルモード風量 $V_M$ とステップ130で計算した必要熱量 $QA0$ とに基づいて計算されるので、室内に適正な熱量(=必要熱量 $QA0$ )が供給され、快適性が維持される。

【0049】尚、上記第1実施例では、オートモード風量 $VA0$ とマニュアルモード風量 $V_M$ とが同じ値の場合( $VA0 = V_M$ )に、ステップ154に進むようにしたが、ステップ154に進んでも全く同じ結果が得られることは言うまでもない。

【0050】【第2実施例】第1実施例では、温度設定器82の手動操作により温度 $S_{set}$ を設定し、この設定温度 $S_{set}$ と外気温度 $T_{am}$ 及び日射量 $T_s$ から設定温度 $T_{set}$ を算出するようにしているが、温度設定器82に代えて、設定温度 $T_{set}$ を手動設定する設定温度スイッチ(図示せず)を設け、この設定温度スイッチを手動操作することにより、設定温度 $T_{set}$ を設定するようにしても良い。この場合には、図1のステップ120が不要となる。

【0051】【第3実施例】第1実施例では、定常・過渡の判断を、設定温度 $T_{set}$ と内気温度 $T_r$ との温度差の絶対値 $|T_{set} - T_r|$ が所定値 $\delta$ (例えば $\delta = 3$ ℃)以下であるか否かによって判定しているが、図10に示すように、 $(T_r - T_{set})$ の単位時間当りの変化速度の大小によって定常・過渡を判定するようにしても良い。この場合には、 $(T_r - T_{set})$ の単位時間当りの変化速度に応じて、図10の補正風量特性から補正風量 $\Delta V$ を求めることになる。

【0052】この他、定常・過渡の判断は、内気温度 $T_r$ の単位時間当りの変化速度の大小によって判定しても良く、或は、空調運転開始後の経過時間の長短で判定しても良く、更には、外気温度センサ77や日射センサ79の出力信号により外部の環境条件が急変化したことを検出したときに、“過渡”と判定するようにしても良い。

【0053】【第4実施例】自動車の座席を暖めるシートヒータ、ドアの内面パネルに設けられた輻射ヒータ、或は窓ガラスを暖めるHWS(Heating Window Shield)等の温度補機を備えた構成のものでは、図1のステップ130とステップ140との間に、図11に示すように、温度補機の作動判定(ステップ131)と必要熱量 $QA0$ の補正(ステップ132)の処理を追加する。

【0054】この場合、ステップ131における温度補機の作動判定では、ステップ130で算出した必要熱量 $QA0$ が、 $QA0 \geq \beta$ (暖房が必要)であるか $QA0 < \beta$ (暖房が不要)であるかを判断し、もし、 $QA0 \geq \beta$ であれば、温度補機をオンして暖房能力を補う。一方、 $QA0 <$

14

$\beta$ であれば、暖房の必要はないので、温度補機をオフする。

【0055】また、ステップ132における必要熱量 $QA0$ の補正では、温度補機の発熱量に応じて、温風の吹出温度 $TA0$ を低下させるために、温度補機の発熱量分だけ必要熱量 $QA0$ を小さくするように補正する。

【0056】【その他の実施例】第1実施例の場合、冷房時には、過渡時に、吹出風量 $VA0$ を補正風量 $\Delta V$ だけ定常時よりも増加させて、冷凍サイクル55のCOPを向上させるようにしているが、暖房時には、補正風量 $\Delta V$ が“0”に設定されているため(図8参照)、過渡時でも定常時と同じ風量特性となる。この理由は、暖房時に吹出風量 $VA0$ を大幅に増加させると、吹出温度 $TA0$ が低下し過ぎてしまい、吹出風に当たる乗員が感じる暖かみが却って少なくなってしまうからである。

【0057】しかしながら、暖房時にも、補正風量 $\Delta V$ を、 $\Delta V > 0$ に設定して、過渡時に吹出風量 $VA0$ を乗員に不快感を与えない程度に増加させるようにしても良い。この場合、吹出風量 $VA0$ の増加量に応じて吹出温度 $TA0$ が低下するが、車室内に与える熱量は風量増加により必要熱量を確保できるので、暖房能力を低下させるようなことはなく、暖房時の過渡時も、冷凍サイクル55のCOPを向上させることができる。

【0058】また、第1実施例は、本発明を電気自動車の空調装置に適用したものであるが、エンジン駆動式自動車の空調装置や家屋の空調装置等、各種の空調装置に本発明を適用しても良いことは言うまでもない。エンジン駆動式自動車の空調装置の場合には、暖房時の熱源として、エンジン冷却水が循環するヒートコアを用いても良く、また、一般の空調装置では、暖房時の熱源として電気ヒータを用いる構成としても良い。

【0059】また、第1実施例では、大風量のときにスポット吹出口43から風を強く吹き出し、小風量のときにワイド吹出口42から風を緩やかに吹き出すようになっているが、これら両吹出口42、43の双方から同時に風を吹き出すようにしても良い。勿論、スポット/ワイドの切り替えのない構成としても良く、この場合には、スポット/ワイド切替ダンパ46が不要となる。

【0060】また、温度設定器82は、キー入力方式のものに限定されず、例えばダイヤルスイッチを用いて構成しても良い。その他、本発明は、送風関係の構成や温度表示部84の構成を適宜変更しても良い等、種々変更して実施できることは言うまでもない。

【0061】

【発明の効果】以上の説明から明らかなように、本発明によれば、マニュアルモード時に、オートモード風量とマニュアルモード風量とを比較し、オートモード風量の方が大きいときにはそのオートモード風量と必要熱量とに基づいて吹出温度を決定するので、この場合には吹出温度がオートモードのときと同じになり、室内に供給さ

15

れる熱量が必要熱量よりも少なくなるが、乗員がマニュアルモード風量を小さくするときは、乗員が冷暖房を弱くしたいと感じているときであるので、結果的に乗員の温感に合った吹出温度となり、従来よりも快適性が向上する。しかも、室内に供給する熱量が少なくて済むので、省エネルギー効果も得られる。一方、マニュアルモード風量がオートモード風量よりも大きいときには、吹出温度はマニュアルモード風量と必要熱量とに基づいて決定されるので、室内に適正な熱量 (= 必要熱量) が供給され、快適性が維持される。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例の制御プログラムを示すフローチャート

【図2】空調装置全体の概略構成図

【図3】自動車のインストルメントパネル部分の正面図

【図4】エアコンコントロールパネルの正面図

【図5】冷凍サイクルの運転モードと室外ファンの運転モードとの関係を示す図

【図6】(a) は設定温感  $S_{set}$  と  $T_{set}'$  との関係を示す図、(b) は外気温度  $T_{am}$  と  $\Delta T_{am}$  との関係を示す図、(c) は日射量  $T_s$  と  $\Delta T_s$  との関係を示す図

【図7】定常時の風量・温度特性を示す図

16

【図8】  $T_r - T_{set}$  と補正風量  $\Delta V$  との関係を示す図

【図9】吹出風量  $V_{A0}$  とブロワ電圧との関係を示す図

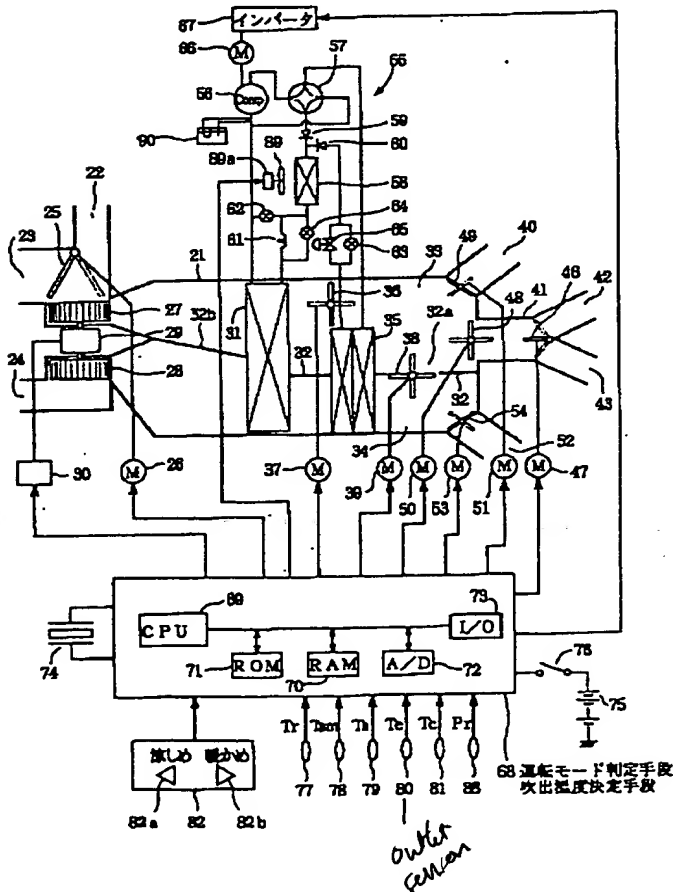
【図10】本発明の第3実施例における ( $T_r - T_{set}$ ) の変化速度と補正風量  $\Delta V$  との関係を示す図

【図11】本発明の第4実施例における制御プログラムの一部を示す図

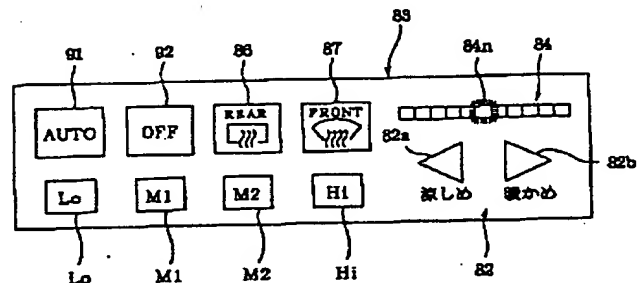
#### 【符号の説明】

22…外気吸入口、23, 24…内気吸入口、25…内外気ダンパ、31…エバポレータ、35…コンデンサ、40…デフ吹出口、42…ワイド吹出口、43…スポット吹出口、46…スポット/ワイド切替ダンパ、52…足元吹出口、55…冷凍サイクル、56…コンプレッサ、57…四方切替弁、58…室外熱交換器、61…キャピラリ、62~64…電磁弁、65…減圧弁、67…インバータ、68…ECU (運転モード判定手段、吹出温度決定手段)、77…内気温度センサ、78…外気温度センサ、79…日射センサ、80…エバポレータ出口温度センサ、81…コンデンサ出口温度センサ、82…温感設定器、82a…涼しめキー、82b…暖かめキー、84…温感表示部、88…冷媒圧力センサ、89…室外ファン、Lo, M1, M2, Hi…マニュアルモード風量切替スイッチ。

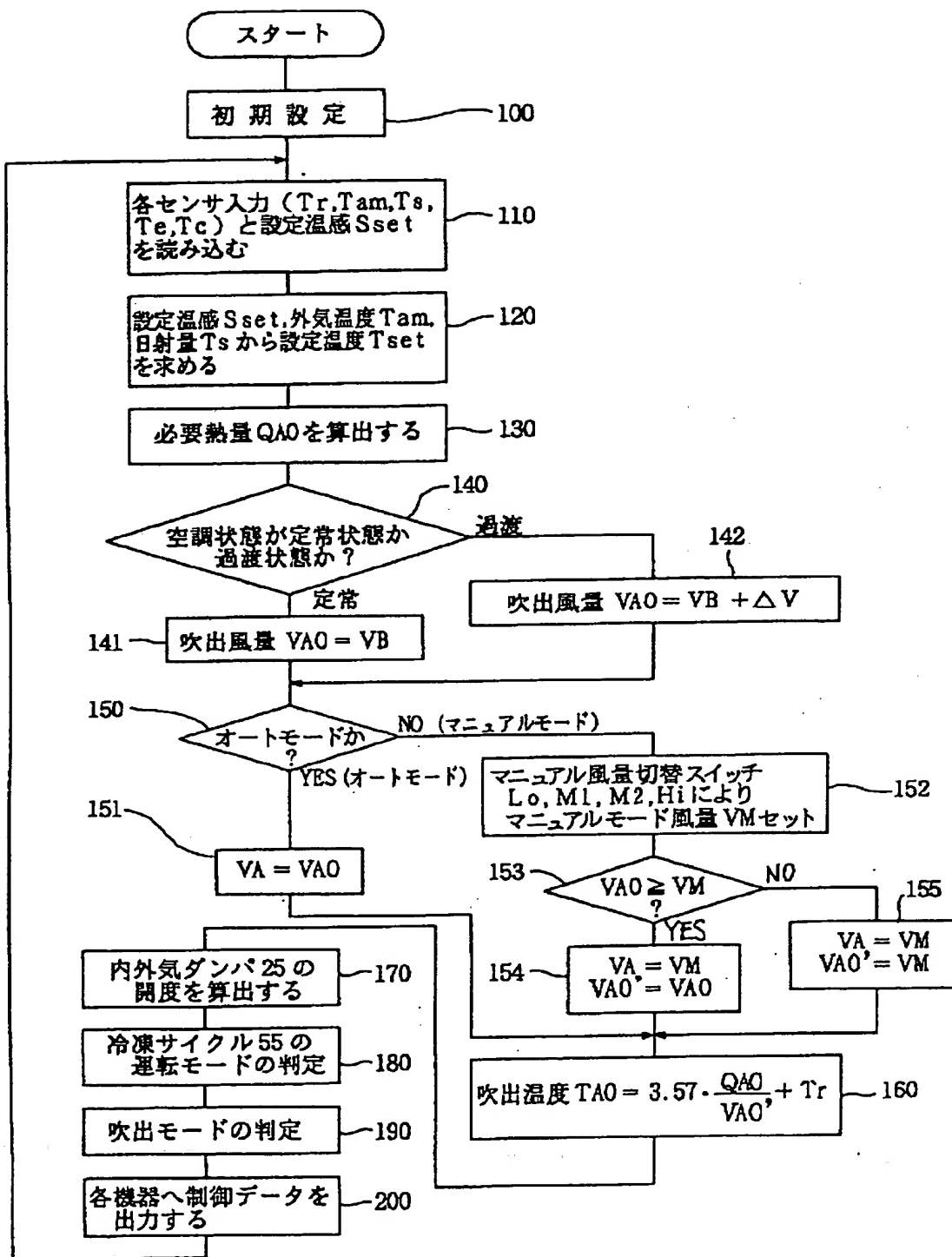
【図2】



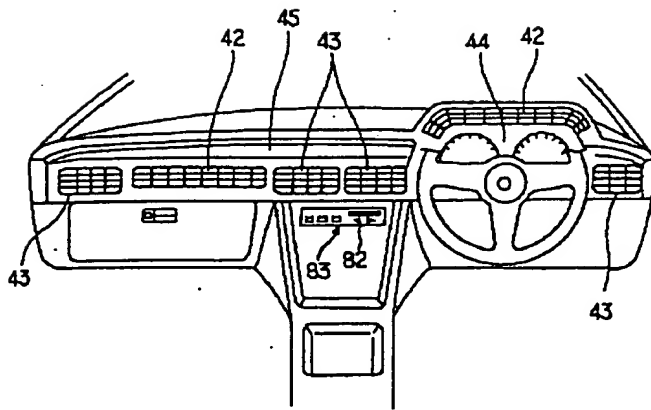
【図4】



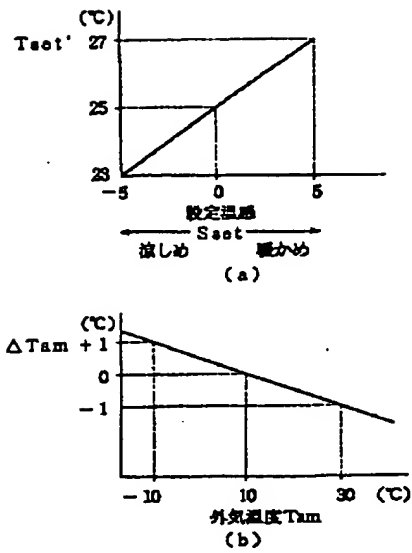
【図1】



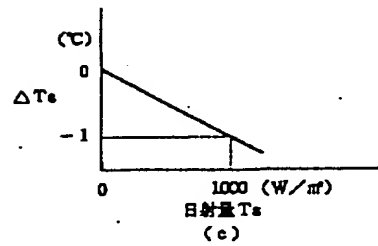
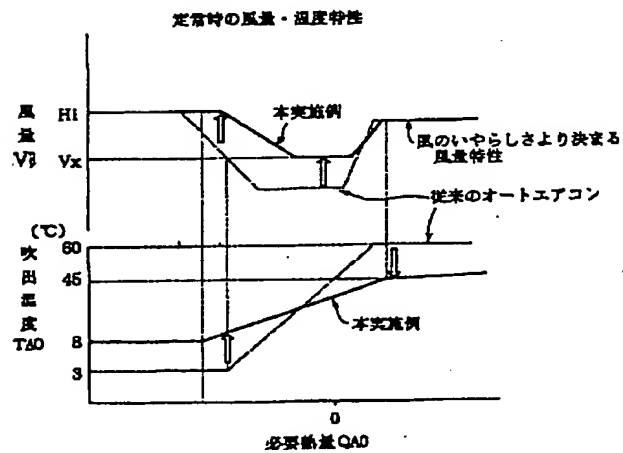
【図3】



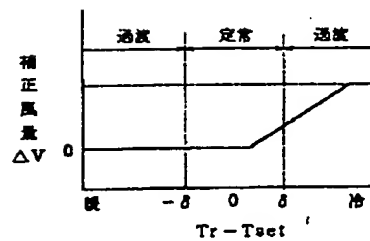
【図6】



【図7】

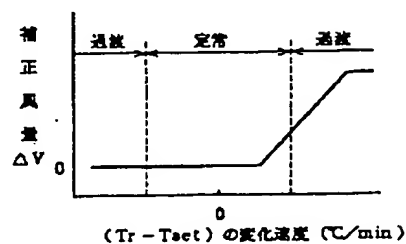
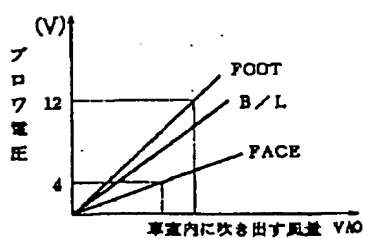


【図8】

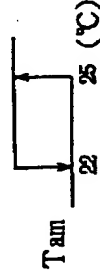
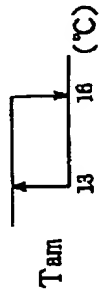
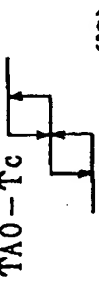
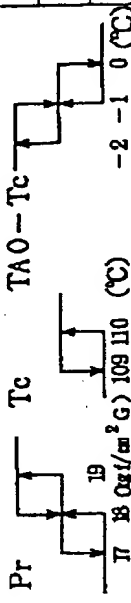


【図9】

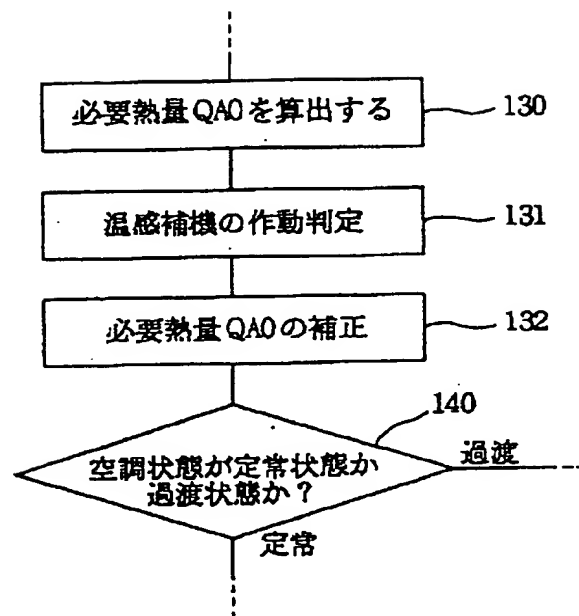
【図10】



【図5】

入 入 力			出 力
冷凍サイクル55の 運転モード	コンプレッサ56	各センサの出カデータ	室外ファン89の 運転モード
冷 房	ON		Hi
			Lo
暖 房	ON		Hi
			Lo
除 湿	ON		Hi
			Lo
			OFF
除 湿 C	ON		Hi
			Lo
			OFF

【図11】



フロントページの続き

(72) 発明者 竹尾 裕治  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電  
装株式会社内



Laid-Open Number: 7-47831  
Laid-Open Date: February 21, 1995  
Application Number: 5-197136  
Application Number: August 9, 1993  
Applicant: Nippon Denso Co., LTD.

[Title of the Invention] Air conditioning apparatus

[Abstract]

[Purpose] Improving energy-saving at a manual mode without missing comfortable conditioning.

[Constitution] A predetermined temperature  $T_{set}$  is calculated based on a predetermined temperature sense  $S_{set}$  input by a user or the like (step 120), and heat quantity  $Q_{AO}$  required for room heating/room-cooling is calculated based on this predetermined temperature  $T_{set}$ , an inside temperature  $T_r$ , an outside temperature  $T_{am}$  and the like (step 130). Then, it is judged whether a room condition is a steady state or a transitional state by a temperature difference between the predetermined temperature  $T_{set}$  and the inside temperature  $T_r$  (step 140), so that a flowing-air amount at an auto mode  $V_{AO}$  is determined respectively at a steady-state time and a transitional-state time (steps 141, 142). At a manual mode, the flowing-air amount at an auto mode  $V_{AO}$  is compared with a flowing-air amount at a manual mode  $V_M$  (step 153). When  $V_{AO}$  is equal to or larger than  $V_M$ , a blowing-air temperature  $T_{AO}$  is determined based on the flowing-air amount at an auto mode  $V_{AO}$  and the required heat quantity  $Q_{AO}$  (steps 154, 160). On the other hand, when  $V_{AO}$  is smaller than  $V_M$ , the blowing-air

temperature  $T_{AO}$  is determined based on the flowing-air amount at a manual mode  $VM$  and the required heat quantity  $Q_{AO}$  (steps 155, 160).

[Claim]

[Claim 1] An air conditioning apparatus having a function for controlling a temperature of air blown into a room and a blowing-air volume, characterized by comprising:

determining means for determining a heat quantity required for room-air conditioning,

operation-mode judging means for judging whether operation is an auto mode when the blowing-air volume is automatically set or a manual mode when the blowing-air volume is manually set, and

blowing-air-temperature determining means which compare a flowing-air amount at an auto mode and a flowing-air amount at a manual mode at a manual-mode time, which determines a blowing-air temperature based on the flowing-air amount at an auto mode and said required heat quantity when the flowing-air amount at an auto mode is larger, and which determines the blowing-air temperature based on the flowing-air amount at a manual mode and said required heat quantity when the flowing-air amount at a manual mode is larger.

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Field of Application]

The present invention relates to an air conditioning apparatus performing a function for controlling a temperature of air blown into a room and a blowing-air volume.

[0002]



[Prior Art] The so-called auto-air-conditioner mounted on a recent vehicle can automatically control a blowing-air temperature and a blowing-air volume so as to maintain a passenger-compartment temperature at a temperature predetermined by a temperature-setting switch when an operational mode is switched to an auto mode (AUTO). When it is switched from this auto mode to a manual mode when a blowing-air volume is manually set, a blowing-air volume is fixed at a flowing-air amount predetermined by a flowing-air-amount switching switch, and at this flowing-air amount, the blowing-air temperature is controlled so as to maintain the passenger-compartment temperature at the predetermined temperature.

[0003]

[Problems that the Invention is to be Solved]

In the conventional constitution described above, when a blowing-air volume is predetermined at a manual mode and the flowing-air amount at a manual mode is larger than that at an auto mode, a blowing-air temperature is corrected so as to become higher than that at an auto mode at cooling time. In this case, when the flowing-air amount is made larger, COP (a coefficient of performance) can be improved higher for generating the same heat quantity. Therefore, if the flowing-air amount at a manual mode is made larger, COP can be improved all the higher, thereby generating an advantage that an energy-saving effect can be obtained.

[0004]

However, when the flowing-air amount at a manual mode is

smaller than that at an auto mode, the blowing-air temperature is corrected to become lower than that at an auto mode at a cooling time so as to maintain the passenger-compartment temperature at a predetermined temperature by a smaller flowing-air amount. Therefore, on the contrary to the above-mentioned case, COP of a refrigeration cycle is reduced, thereby generating a disadvantage that energy consumption is increased.

[0005]

The present invention has been accomplished in view of the above-mentioned problem, and its object is to provide an air conditioning apparatus which can obtain an energy-saving effect without missing comfortable conditioning at a manual mode time.

[0006]

[Means for Solving the Problems] In order to achieve the above-mentioned object, an air conditioning apparatus according to the present invention has a function for controlling a temperature of air blown into a room and a blowing-air amount, and includes heat-quantity-determining means for determining heat quantity required for room-air-conditioning, operation-mode judging means for judging whether operation is an auto mode when the blowing-air amount is automatically set or a manual mode when the blowing-air amount is manually set, and blowing-air-temperature determining means. At a manual-mode time, the blowing-air-temperature determining means compare a flowing-air amount at an auto mode and that at a manual mode. When the flowing-air amount at an auto mode is larger, they determine a blowing-air temperature based on the flowing-air amount at an auto mode and the required heat-quantity.

When the flowing-air amount at a manual mode is larger, they determine the blowing-air temperature based on the flowing-air amount at a manual mode and the required heat quantity.

[0007]

[Function] At a time of air-conditioning operation, a heat quantity required for room-air conditioning is calculated and it is judged by the operation-mode judging means whether an operation mode is an auto mode or a manual mode. As this result, when it is judged to be the manual mode, the blowing-air-temperature determining means compare a flowing-air amount at an auto mode and that at a manual mode at a manual-mode time. When the flowing-air amount at an auto mode is larger, the means determine a blowing-air temperature based on the flowing-air amount at an auto mode and the required heat quantity. In this case, even when the flowing-air amount at a manual mode is smaller than that at an auto mode, the blowing-air temperature is equal to that at an auto mode, so that a heat quantity supplied into a room becomes smaller than the required heat quantity described above. However, a time when a passenger makes the manual-mode flowing-air amount smaller is a time when he wants to make heating/cooling weaker. A result becomes the blowing-air temperature fitting his thermal sense, thereby improving comfortable conditioning more than the conventional case. Further, a quantity of heat to be supplied into a room can be reduced, thereby achieving a energy-saving effect.

[0008]

On the other hand, when the flowing-air amount at a manual mode is larger, the means determine the blowing-air temperature

based on the flowing-air amount at a manual mode and the required heat quantity. Thus, a suitable heat quantity ( a required heat quantity) is supplied into a room, thereby maintaining comfortable conditioning.

[0009]

[Embodiment]

[A First Embodiment] A first embodiment according to the present invention, which is applied to an air conditioning apparatus for an electric vehicle, will be explained with reference to FIGS. 1-9. First, whole rough constitution of the air conditioning apparatus is explained with reference to FIG. 2. An outside-air suction port 22 sucking air outside a passenger compartment (outside air) and two inside-air-suction ports 23, 24 sucking air inside the passenger compartment (inside air) upstream of an air duct 21 are provided. On the other hand, an inside/outside air dumper 25 is provided at an intermediate position between one of the inside-air suction ports 23 and the outside-air suction port 22. An open degree of the inside-outside-air dumper 25 is adjusted by a servomotor 26, thereby being able to change a mixing ratio of air sucked from the outside-air suction port 22 and air sucked from the inside-air suction ports 23, 24, so that a suction-air temperature can be adjusted. Blowers 27, 28 are respectively provided downstream of this inside-outside-air dumper 25 and downstream of the inside-air suction port 24, and attached to a rotation shaft of a blower motor 29. The blower motor is driven by a driving circuit 30. Further, an air passage is partitioned downstream of the blowers 27, 28 by a partition

plate 32b.

[0010]

On the other hand, an evaporator 31 is disposed downstream of the blowers 27, 28, and the air passage is partitioned into two upper/lower air-passages 33, 34 downstream of this evaporator 31 by a partition plate 32. A condensor is disposed in the lower-side air-passage 34, and the upper portion of this condensor 35 protrudes into the upper-side air-passage 33. A forced-cooling dumper 36 is disposed above the condensor 35, and driven by a servomotor 37, so that a volume of air bypassing the condensor 35 can be changed. A communicating dumper 38 is disposed in a communicating port 32a provided in the partition plate 32 downstream of the condensor 35, and driven by a servomotor 39, thereby being able to change a volume of air flowing through the communicating port, thereby being able to reduce a ventilation resistance at a single mode (for example, a 「VENT」 mode, a 「FOOT」 mode, or the like) time.

[0011]

A defroster blow port 40 and a vent blow port 41 are provided in the upper-side air-passage 33, and wide blow ports 42 and spot blow ports 43 are provided downstream of this vent blow port 42. In this case, as shown in FIG. 3, the wide blow ports 42 are respectively formed in an oblong on two areas, on an upper portion of a meter panel 44 in a driver's seat side and on an instrument panel 45 in a side of a seat adjacent to a driver's seat. A small flowing-amount of air (for example, 200 m<sup>3</sup>/h, a flowing-air speed 3 m/sec) can be gently blown from these both wide

blow ports 42. On the other hand, spot blow ports 43 are provided totally on four areas, on a center portion and both right-end/left-end portions of the instrument panel 45. A large flowing-amount of air (for example, 400 m<sup>3</sup>/h, a flowing-air speed 10 m/sec) can be blown from these spot blow ports 43. Further, switching between a small flowing-amount of air (wide blow ports 42) and a large flowing-amount of air (spot blow ports 43) is performed by driving a spot/wide switching dumper 46 provided in the exit side of a vent-blow passage 41 (refer to FIG. 2) by a servomotor 47.

[0012]

Dumpers 48, 49 are also respectively provided in the entrance side of the vent-blow passage 41 and the defroster blow port 40, and respectively driven by servomotors 50, 51. On the other hand, a foot blow port 52, blowing air to the foot of the passenger, is provided downstream of the lower-side air-passage 34. A dumper 54, driven by a servomotor 53, is also provided in the foot blow port 52. Each of the dumpers 36, 38, 46, 25 is operated according a blowing mode as shown in TABLE 1.

[0013]

[TABLE 1]

[0014]

In this TABLE 1, each of the dumpers 46, 48, 49, 54 is switched so that air is blown from the spot blow port 43 at a 『FACE/SPOT』 mode, air is blown from the wide blow port 42 at a 『FACE/WIDE』 mode, air is blown from both of the wide blow port 42 and the foot blow port 52 at a 『B/L』 mode, air is blown at a ratio of air from the foot blow port 52 to air from the defroster blow

port 40, which is 80 to 20, at a 『FOOT』 mode, air is blown at a ratio of air from the foot blow port 52 to air from the defroster blow port 40, which is 50 to 50, at a 『FOOT/DEF』 mode, and air is blown from the defroster blow port 40 at a 『DEF』 mode. Further, the open degree of the inside-outside-air dumper 25 is controlled linearly as described below.

[0015]

On the other hand, the evaporator 31 and the condensor 35 described above constitute a refrigeration cycle 55 including a heat pipe. Pipes connects a compressor 56, a four-way valve 57, an outside-heat exchanger 58, check valves 59, 60, a capillary 61, electromagnetic valves 62, 63, 64, an expansion valve 65, an accumulator 90, the evaporator 31 and the condensor 35, thereby constituting this refrigeration cycle 55. Each of the electromagnetic valves 62, 63, 64 and the four-way valve 55 are respectively switched according to each operational mode of the refrigeration cycle as shown in TABLE 2.

[0016]

[TABLE 2]

[0017]

As shown from this TABLE 2, at a cooling mode, the four-way valve 57 is switched to a position shown as a dashed line in FIG. 2 (a switch-on position). Refrigerant discharged from a discharge port 56a of the compressor 56 circulates through the following route; the check valve 59 → the outside heat exchanger 58 → the capillary 61 → the evaporator 31 → the accumulator 90 → the suction port 56b of the compressor 56. Thus, the high-temperature

gas refrigerant discharged from the discharge port 56a of the compressor 56 is liquefied in the outside heat exchanger 58 by radiation, and this liquid refrigerant is evaporated in the evaporator 31, thereby cooling air flowing through the evaporator 31.

[0018]

On the other hand, at a heating mode, the four-way valve 57 is switched to a position shown as a continuous line in FIG. 2 (a switching-off position). Refrigerant discharged from the discharge port 56a of the compressor 56 circulates through the following route; the condensor 35 → the expansion valve 65 → the check valve 60 → the outside heat exchanger 58 → the electromagnetic valve 62 → the accumulator 90 → the suction port 56b of the compressor 56. Thus, the high-temperature gas refrigerant discharged from the discharge port 56a is liquefied in the condensor 35 by radiation, thereby heating air flowing through the condensor 35 by the radiation.

[0019]

At a defrosting mode, the four-way valve 57 is at the position shown as a continuous line in FIG. 2, the electromagnetic valve 63 is opened, and the high-temperature gas refrigerant discharged from the discharge port 56a of the compressor 56 is supplied into the outside heat exchanger 58 via the condensor 35 and the electromagnetic valve 63, thereby removing frost adhering to the surface of the outside heat exchanger 58.

[0020]

Further, at a dehumidifying mode H, the four-way valve 57



is at the position shown as a continuous line in FIG. 2, the electromagnetic valve 63 is closed, the electromagnetic valve 64 is opened, and a part of the refrigerant supplied into the outside heat exchanger 58 is also supplied into the evaporator 31, thereby removing humidity by this rather weaker cooling operation of the evaporator 31. At a dehumidifying mode C, the four-way valve 57 is at the position shown as a continuous line in FIG. 2, the electromagnetic valve 63 is opened, the outside heat exchanger 58 also functions as a condensor together with the condensor 35, and the liquid refrigerant liquefied in both of the condensor 35 and the outside heat exchanger 58 supplied into the evaporator 31, thereby removing humidity by this rather stronger cooling operation of the evaporator 31.

[0021]

Further, a outside fan 89 for forced-cooling is provided against the outside heat exchanger 58, and a fan motor 89a of this outside fan 89, as shown in FIG. 5, can be switched among a high rotation speed "Hi", a low rotation speed "Lo" and a stop "OFF" according to an operational mode and data output from each sensor described below. For example, in a cooling mode, when a outside temperature  $T_{am}$  detected by an outside temperature sensor 78 is higher than  $25^{\circ}\text{C}$ , the fan motor 89a is switched to "Hi". When lower than  $22^{\circ}\text{C}$ , it is switched to "Lo". On the other hand, in a heating mode, the outside temperature  $T_{am}$  is lower than  $13^{\circ}\text{C}$ , it is switched to "Hi". When higher than  $16^{\circ}\text{C}$ , it is switched to "Lo". In a dehumidifying mode H, when a temperature difference between a blowing-air temperature  $T_{AO}$  described below and a

temperature of air having flowed through the condensor 35 (hereinafter, referred to as 'condensor outlet temperature')  $T_c$  is lower than  $0^{\circ}\text{C}$ , it is switched to a stop "OFF". When higher than  $2^{\circ}\text{C}$ , it is switched to "Hi". When in the range of  $1-2^{\circ}\text{C}$  and  $1-0^{\circ}\text{C}$ , it is switched to "Lo". In a dehumidifying mode C, the fan motor 89a is switched to "Hi", "Lo" and "OFF" in this priority order according to a refrigerant discharge pressure  $P_r$  detected by a refrigerant-discharge pressure sensor 88, a condensor-outlet temperature  $T_c$  and a temperature difference as  $T_{AO} - T_c$ . For example, when the refrigerant-discharge pressure  $P_r$  is equal to  $19 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$  or more, it is always switched to "Hi" independent of the values of  $T_c$  and temperature difference as  $T_{AO} - T_c$ . In the same manner, when the temperature difference as  $T_{AO} - T_c$  is equal to  $-2^{\circ}\text{C}$  or less, it is always switched to "Hi" even if the refrigerant-discharge pressure is less than  $19 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ .

[0022]

On the other hand, the number of rotation of a motor 66, for driving the compressor 56 of the refrigeration cycle 55, is controlled by an inverter 67. This inverter 67, servomotors 26, 37, 39, 47, 50, 51, 53, the outside fan 89 and the driving circuit 30 of the blower motor 29 are controlled by an electrical control unit (hereinafter, referred to as "ECU") 68. This ECU 68 is mainly composed of a microcomputer, and includes a CPU 69, a RAM 70 for temporarily memorizing various data or the like, a ROM 71 for memorizing the controlling program shown in FIG. 1, an A/D converter 72 for converting input data into digital values, an I/O portion 73 and a quartz resonator for generating a standard signal

of millions-Hz-range. Electrical power is supplied to the ECU 68 from a battery 75 via a ignition switch 76.

[0023]

This ECU 68 inputs output signals from an inside temperature sensor 77 for detecting an inside temperature  $T_r$ , the outside temperature sensor 78 for detecting the outside temperature  $T_{am}$ , a solar radiation sensor 79 for detecting a solar-radiation amount  $T_s$ , an evaporator-outlet-temperature sensor for detecting the temperature  $T_e$  of cooled air which is immediately after having flowed through the evaporator 31 (hereinafter, referred to as "evaporator-outlet temperature"), a condensor-outlet-temperature sensor 81 for detecting a condensor-outlet temperature  $T_c$ , a refrigerant-discharge-pressure sensor 88 for detecting a refrigerant-discharge pressure  $P_r$  of the compressor 56, a thermal-sense-setting device 82 which a passenger manually operates to set a predetermined thermal-sense  $S_{set}$  or a control target, and the like via the A/D converter 72.

[0024]

The thermal-sense-setting device 82 mentioned above includes a rather-cooler-setting key 82a and a rather-warmer-setting key 82b, and is provided on an air-condition-control panel 83 disposed in a center portion of an instrument panel 45, as shown in FIG. 2. As shown in FIG. 3, a thermal-sense display portion 84, composed of plural light-generation elements 84n which are arranged laterally in a line, is provided above the thermal-sense-setting device 82 on this control panel 83. This thermal-sense display portion 84 displays the predetermined thermal-sense  $S_{set}$  input by

the rather-cooler-setting key 82a or the rather-warmer-setting key 82b. This predetermined-thermal-sense Sset is an index which shows whether how cool it is to be made or how warm it is to be made on the basis of an average temperature 25°C (refer to FIG. 6(a)). The light-generation element 84n, located at a center of the thermal-sense display portion 84, is lighted in a state before operating each of the keys 82a, 82b. Then, every pushing the rather-cooler key 82a once, the predetermined thermal-sense Sset is reduced rank by rank, so that a lighted position is shifted to the left side one by one. Every pushing the rather-warmer key 82b once, the predetermined thermal-sense Sset is raised rank by rank, so that a lighted position is shifted to the right side one by one.

[0025]

In addition to these, on the air-condition control panel 83, there are provided an air-conditioning on/off switch 85, a rear-defogger switch 86, a front-defroster switch 87, an auto switch 91 for switching an air-condition operation from a manual mode to an auto mode, an off switch 92 for stopping the air-condition operation and four manual-mode flowing-air-amount switching switches Lo, M1, M2, Hi for switching a flowing-air amount of a manual mode to each of four steps.

[0026]

On the other hand, by performing the controlling program shown in FIG. 1, the ECU 68 calculates the heat quantity QAO required for the room air-conditioning and judges whether it is an auto mode or a manual mode. Further, at a manual mode time, when the flowing-air amount at an auto mode VAO is equal to the flowing-

air amount at a manual mode VM or more, the ECU 68 determines the blowing-air temperature TAO based on the flowing-air amount at an auto mode VAO and the required heat-quantity QAO, and when VAO < VM, the ECU 68 determines the blowing-air temperature TAO based on the flowing-air amount at a manual mode VM and the required heat-quantity QAO.

[0027]

The control contents of this ECU 68 will be described later with reference to a flow chart shown in FIG. 1. At first, a counter and a flag used for later processing are initialized at step 100. Then, it proceeds to step 110, when the thermal-sense Sset, input by operating the thermal-sense-setting device 82, is read. Further, the inside temperature Tr, the outside temperature Tam, the solar-radiation amount Ts, the evaporator-outlet temperature Te and the condensor-outlet temperature Tc are detected respectively by the inside-temperature sensor 77, the outside-temperature sensor 78, the solar-radiation sensor 79, the evaporator-outlet-temperature sensor 80 and the condensor-outlet-temperature sensor 81. Then, each of these data are read.

[0028]

Then, it proceeds to step 120, when the predetermined temperature Tset is calculated by the following formula (1) according to the predetermined thermal-sense Sset and the solar-radiation amount Ts.

$$Tset = f(Sset, Tam, Ts) = Tset' + \Delta Tam + \Delta Ts \quad \dots (1)$$

In this formula,

$$Tset' = 25 + 0.4 Sset \quad \dots \text{refer to FIG. 6(a)}$$

$\Delta T_{am} = (10 - T_{am})/20$  ... refer to FIG. 6(b)

$\Delta T_s = -T_s/1000$  ... refer to FIG. 6(c)

[0029]

After the predetermined temperature  $T_{set}$  is calculated in the above-described manner, the step proceeds to step 130, when the heat-quantity  $Q_{ao}$ , required for maintaining the temperature inside the passenger compartment at the predetermined temperature  $T_{set}$ , is calculated by the following formula (2).

$$Q_{ao} = K_1 \times T_{set} - K_2 \times T_r - K_3 \times T_{am} - K_4 \times T_s + C \quad \dots (2)$$

In this formula,  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  and  $K_4$  are coefficients, and  $C$  is a constant. Though this formula (2) seems to be identical to a conventional formula, the coefficients  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ ,  $K_4$  and the constant  $C$  are respectively set at considerably more values than those of the conventional formula.

[0030]

After the required heat-quantity  $Q_{ao}$  is calculated by the above-mentioned formula (2), it proceeds to step 140, when it is judged whether an air conditioning state at that time is a steady state or a transitional state as in the following way. At first, the temperature difference  $|T_{set} - T_r|$ , between the predetermined temperature  $T_{set}$  and the inside temperature  $T_r$ , is calculated. Then, it is judged whether or not this  $|T_{set} - T_r|$  is equal to or less than a predetermined value  $\delta$  (for example,  $\delta = 3^\circ\text{C}$ ). The air-conditioning state is judged to be a steady state when  $|T_{set} - T_r| \leq \delta$ , and is judged to be a transitional state when  $|T_{set} - T_r| > \delta$ .

[0031]

At a time of a steady state, it proceeds to step 141, when a flowing-air amount  $V_B$  is calculated by characteristics of a flowing-air amount to the required heat-quantity  $Q_{AO}$  at a time of a steady state shown in FIG. 7. This flowing-air amount  $V_B$  is set to the blowing-air amount  $V_{AO}$  (this  $V_{AO}$  becomes the auto-mode flowing-air amount at a steady-state time). Further, FIG. 7 shows the characteristics between a flowing-air amount and a temperature according to the present embodiment as a continuous line, and shows those according to a conventional example as an one-dot chain line. As seen from FIG. 7, the flowing-air-amount characteristics according to the present embodiment are as follows. That is, though the flowing-air amount  $V_B$ , in a range where the required heat-quantity  $Q_{AO}$  is smaller in order to improve COP of the refrigeration cycle 55, is increased than a conventional example, this increasing of the flowing-air amount is limited to the level which is not inhospitable to a passenger. By employing the flowing-air-amount characteristics as this, the temperature characteristics according to the present embodiment are set to the manner, for example, the blowing-air temperature  $T_{AO}$  is set to a temperature higher than that according to a conventional example by  $5^{\circ}\text{C}$  at a cooling time, and is set to a temperature lower than that according to a conventional example by  $15^{\circ}\text{C}$  at a heating time.

[0032]

On the other hand, when the air-conditioning state is judged to be a transitional state at the above-mentioned step 140, it proceeds to step 142, when the blowing-air amount  $V_{AO}$  is calculated by the following formula (3) (this  $V_{AO}$  becomes the auto-

mode flowing-air amount at a transitional state time).

$$V_{AO} = V_B + \Delta V \quad \dots\dots (3)$$

In this formula,  $V_B$  is calculated by the characteristics of the flowing-air amount to the required heat-quantity  $Q_{AO}$  at a steady state shown in FIG. 7.  $\Delta V$  is a correction-flowing-air amount, and calculated by the characteristics of the correction-flowing-air amount to a temperature difference as  $T_r - T_{set}$  shown in FIG. 8. In the present embodiment, the correction-flowing-air amount  $\Delta V$  is set to a manner where it becomes "0" at a heating time. This reason is as follows. That is, if the blowing-air amount  $V_{AO}$  is increased considerably at a heating time, the blowing-air temperature  $T_{AO}$  is excessively lowered, thereby conversely reducing warmth a passenger exposed to the blowing air senses (however,  $V_{AO}$  can be set to be a manner where  $\Delta V > 0$  even at a heating time in a range which is not inhospitable to a passenger as described later.)

[0033]

If the blowing-air amount  $V_{AO}$  is determined at the above-mentioned step 141 or 142, it proceeds to step 150, when it is judged whether a flowing-air-amount-setting mode is an auto mode or a manual mode. When any one of manual-mode flowing-air-amount switching switches 93-96 is turned on, the mode is judged to be a manual mode. When all of the switches are turned off, the mode is judged to be an auto mode. If the mode is judged to be an auto mode at this step 150, it proceeds to step 151, when a volume  $V_A$  of air blown into a passenger compartment is set to the value  $V_{AO}$  determined at the above-mentioned step 141 or 142. Then, it



proceeds to step 160.

[0034]

On the other hand, at the case of a manual mode, it proceeds to step 152. Then, when each of the flowing-air-amount switching switches at respective manual modes Lo, M1, M2, Hi is turned on, the manual-mode flowing-air-amount VM is set as follows. For example, VM is set to 200 (m<sup>3</sup>/h) at an on-state of Lo, set to 270 (m<sup>3</sup>/h) at an on-state of M1, set to 340 (m<sup>3</sup>/h) at an on-state of M2, and set to 400 (m<sup>3</sup>/h) at an on-state of Hi.

[0035]

Thereafter, it proceeds to step 153, when it proceeds to step 154 when this manual-mode flowing-air amount VM is equal to or less than the auto-mode flowing-air amount VAO calculated at the above-mentioned step 141 or 142 as compared with the auto-mode flowing-air amount VAO. At the step 154, the auto-mode flowing-air amount VAO is set to VAO' which is used for calculating the blowing-air temperature TAO by a formula (4) described later, while the manual-mode flowing-air amount VM is set to the volume VA of air blown into a passenger compartment.

[0036]

On the other hand, when the manual-mode flowing-air amount VM is larger than the auto-mode flowing-air amount VAO, it proceeds to step 155, when the manual-mode flowing-air amount VM is set to VAO' which is used for calculating the blowing-air temperature TAO by a formula (4) described later, while the manual-mode flowing-air amount VM is set to the volume VA of air blown into a passenger compartment.

[0037]

If VA and VAO' are determined at the step 154 or 155 in the above-mentioned way, it proceeds to step 160, when the blowing-air temperature TAO is calculated by the following formula (4).

$$TAO = QAO / (Cp \cdot \gamma \cdot VAO') + Tr = 3.57 \times QAO / VAO' + Tr \dots (4)$$

[Cp : the specific heat of air,  $\gamma$  : the specific gravity of air (25°C)]

In the above-mentioned formula (4), VAO' is equal to VAO when  $VAO \geq VM$  (the step 154). Therefore, even if the manual-mode flowing-air amount VM is smaller than the auto-mode flowing-air amount VAO, the blowing-air temperature TAO calculated by the above-mentioned formula (4) becomes equal to that at an auto-mode time, so that a quantity of heat supplied into a room is smaller than the required heat-quantity QAO. However, a time when a passenger makes the manual-mode flowing-air amount VM smaller is a time when the passenger wants to make heating/cooling weaker. Therefore, as a result, the blowing-air temperature TAO fits to the thermal sense of a passenger, thereby improving comfortable conditioning as compared with a conventional example. Further, since the quantity of heat supplied into a room can be reduced, an energy-saving effect can be also obtained.

[0038]

On the other hand, when the manual-mode flowing-air amount VM is larger than the auto-mode flowing-air amount VAO, VAO' becomes equal to VM, so that the blowing-air temperature TAO is calculated based on the manual-mode flowing-air amount VM and the required heat-quantity QAO calculated at the step 130. Thus, a heat

quantity suitable for a room (equal to the required heat-quantity QAO) is supplied, thereby maintaining the comfortable conditioning.

[0039]

If the blowing-air temperature TAO is calculated as follows, it proceeds to step 170, when an open degree of the inside-outside-air dumper 25 is calculated by the following formula (5) so as to make the temperature difference smaller between the blowing-air temperature TAO and a temperature Tin of air sucked from the inside-air suction ports 23, 24 and the outside-air suction port 22 (hereinafter, referred to as "suction-air temperature").

11 Generally, the suction-air temperature Tin is calculated by the  
12 following formula (5).

13 
$$T_{in} = \alpha \cdot T_{am} + (1 - \alpha) \cdot T_r \dots\dots (5)$$

( $\alpha$ : the mixing ratio of outside air)

Here, an absolute value Tdi is taken as an absolute value of the difference temperature between the blowing-air temperature TAO at an entirely-inside-air time ( $\alpha = 0$ ) and the suction-air temperature Tin (= Tr). At first, the absolute value Tdi is calculated by the following formula (6) using this relation.

$$T_{di} = |T_{AO} - T_r| \dots\dots (6)$$

Here, an absolute value Tdo is taken as an absolute value of the difference temperature between the blowing-air temperature TAO at an outside-air maximum-suction time ( $\alpha$  is maximum) and the suction-air temperature Tin (= Tr). Then, the absolute value Tdo is calculated by the following formula (7).

$$T_{do} = |T_{AO} - \{\alpha \cdot T_{am} + (1 - \alpha) \cdot T_r\}| \dots\dots (7)$$

Thereafter, it is judged whether either of Tdi and Tdo is larger

by comparison between  $T_{di}$  and  $T_{do}$ . Then, it is set to an inside-air mode ( $\alpha = 0$ ) when  $T_{di} \leq T_{do}$ , and the outside-air-suction port 22 is entirely opened by the inside-outside-air dumper 25.

[0040]

On the other hand, it is set to an outside-air mode when  $T_{di} > T_{do}$ , and the mixing ratio of outside air "x" is calculated by the following formula (8).

$$x = (T_{AO} - T_r) / (T_{Am} - T_r) \dots\dots (8)$$

When a value of "x" calculated by the formula (8) is within a range between a value of  $\alpha$  at the maximum-outside-air-suction time ( $\alpha_{max}$ ) and a value of  $\alpha$  at the inside-air mode ( $\alpha = 0$ ), that is, when  $0 \leq x \leq \alpha_{max}$ , a target-mixing ratio of outside air is set to this value of "x". It becomes an inside-outside-air combination-mode when an open degree of the inside-outside-air dumper 25 can be changed linearly so as to realize this target-mixing ratio of outside air.

[0041]

By performing the same control as this manner, the open degree of the inside-outside-air dumper 25 is automatically adjusted so as to reduce the difference between the blowing-air temperature  $T_{AO}$  and the suction-air temperature  $T_{in}$ . Therefore, a quantity of heat, supplied to suction air (the required heat-quantity  $Q_{AO}$ ), can be reduced, thereby further improving saving-electrical-power.

[0042]

After the open degree of the inside-outside-air dumper 25 is calculated at the above-mentioned step 170, it proceeds to step

180, when it is judged as follows whether the operational mode of the refrigeration cycle 55 is set to a heating mode or a cooling mode. At first, the suction-air temperature  $T_{in}$  is calculated by the formula (5). In this case, the suction-air temperature  $T_{in}$  is calculated by using the value of "x" calculated at the mixing ratio of outside air  $\alpha$  at the above-mentioned step 170. Here, a temperature difference  $T_M$  is taken as a temperature difference between the blowing-air temperature  $T_{ao}$  and the suction-air temperature  $T_{in}$ . Next, the temperature difference  $T_M$  is calculated by the following formula (9).

$$T_M = T_{ao} - T_{in} \dots\dots (9)$$

Then, the compressor 56 of the refrigeration cycle 55 is set to a heating mode when  $T_M \geq +\Theta$  (for example,  $\Theta = 2^\circ\text{C}$ ), set to a cooling mode when  $T_M \leq -\Theta$ , and stopped when  $-\Theta < T_M < +\Theta$ .

[0043]

After the operational mode of the refrigeration cycle 55 is judged in this manner, it proceeds to step 190, when an open degree of each dumper 36, 38, 46, 48, 49 or 54 is determined based on the blowing-air temperature  $T_{ao}$  and the blowing-air amount  $V_{ao}$ . Then, it is judged whether a blowing mode is set to "FACE (spot)", "FACE (wide)", "B/L", "FOOT", "FOOT/DEF" or "DEF". The details of this blowing mode is shown in TABLE 1 appended above.

[0044]

After the controlling data, determined in the same manner as described above (step 200), are respectively output to each apparatus, it returns to the step 110 and the process is repeated, thereby controlling the air-condition operation. At this time, a

blower voltage, applied to a blower motor 29, is determined in response to a blowing mode by voltage characteristics shown in FIG. 9 so as to realize the flowing-air amount VA calculated at the steps 151, 154, 155.

[0045]

In this case, when the blowing-air temperature TAO, required for maintaining the temperature of a passenger compartment at the predetermined temperature Tset, can be made by mixing inside air and outside air, the compressor 56 of the refrigeration cycle 55 is stopped. On the other hand, when the required blowing-air temperature TAO can not be made only by inside air and outside air, the compressor 56 is driven by an inverter 67, and the refrigeration cycle 55 is operated at the operational mode determined at the step 180. At this time, the evaporator-outlet temperature Te, detected by the evaporator-outlet-temperature sensor 80, is under feedback control by PI control or fuzzy-algorithmic control at a cooling mode. At a heating mode, the condensor-outlet temperature Tc, detected by the condensor-outlet-temperature sensor 81, is under feedback control by PI control or fuzzy-algorithmic control.

[0046]

When PI control is performed, a temperature deviation En is calculated by the following formula (10).

$$En = TAon - Tn \dots\dots (10)$$

In this formula, a subscript "n" of each variable indicates a n-th sampled datum, TAon indicates the blowing-air temperature calculated at the steps 142, 144, and Tn indicates the evaporator-

outlet temperature  $T_e$  at a cooling mode and the condensor-outlet temperature  $T_c$  at a heating mode.

[0047]

Then, a frequency-fluctuation amount  $D_{fn}$  of the inverter 67 is calculated by the following formula (11).

$$D_{fn} = K_p \{ (E_n - E_{n1}) + t/TI \cdot E_n \} \dots (11)$$

In this formula,  $K_p$  is a proportional gain, " $t$ " is a sampling time, and  $TI$  is an integrated time. A target frequency  $f_n$  of the inverter 67 is calculated by the following formula (12).

$$f_n = f_{n1} + D_{fn} \dots (12)$$

This target frequency  $f_n$  is output to the inverter 67, thereby controlling the rotation speed of the compressor 56.

[0048]

In the first embodiment described above, the auto-mode flowing-air amount  $V_{AO}$  is compared with the manual-mode flowing-air amount  $V_M$  at a manual-mode time. Since the blowing-air temperature  $T_{AO}$  is determined based on the auto-mode flowing-air amount  $V_{AO}$  and the required heat-quantity  $Q_{AO}$  when  $V_{AO} \geq V_M$ , the blowing-air temperature  $T_{AO}$  becomes equal to that at an auto mode time and a quantity of heat, supplied into a room, becomes less than the required heat-quantity  $Q_{AO}$  calculated at the step 130 when  $V_{AO} \geq V_M$ . A time when a passenger makes the manual-mode flowing-air amount  $V_M$  smaller is a time when the passenger wants to make heating and cooling weaker. Therefore, a result becomes the blowing-air temperature  $T_{AO}$  fitting a thermal sense of the passenger, thereby improving comfortable conditioning more than the conventional case. Further, a quantity of heat to be supplied into

a room can be reduced, thereby achieving a energy-saving effect.

On the other hand, when the manual-mode flowing-air amount  $V_M$  is larger than the auto-mode flowing-air amount  $V_{A0}$ , the blowing-air temperature  $T_{A0}$  is calculated based on the manual-mode flowing-air amount  $V_M$  and the required heat-quantity  $Q_{A0}$  calculated at the step 130, so that a suitable heat-quantity (equal to the required heat-quantity  $Q_{A0}$ ) is supplied into a room, thereby maintaining comfortable conditioning.

[0049]

In the first embodiment described above, when the auto-mode flowing-air amount  $V_{A0}$  is equal to the manual-mode flowing-air amount  $V_M$  ( $V_{A0} = V_M$ ), it proceeds to the step 154. However, even if it proceeds to the step 155 at that time, it goes without saying that the same result can be obtained.

[0050]

[A Second Embodiment]

In the first embodiment, the predetermined thermal-sense  $S_{set}$  is set by manually operating the thermal-sense-setting device 82, so that the predetermined temperature  $T_{set}$  is calculated based on this predetermined thermal-sense  $S_{set}$ , the outside temperature  $T_{am}$  and the solar-radiation amount  $T_s$ . However, a temperature-setting switch, for manually setting the predetermined temperature  $T_{set}$  (not shown in the drawing), is provided in place of the thermal-sense-setting device 82, so that the predetermined temperature  $T_{set}$  can be set by manually operating this temperature-setting switch. In this case, the step 120 shown in FIG. 1 is not required.



[0051]

[A Third Embodiment]

Here, an absolute value of a temperature difference  $|T_{set} - T_r|$  is taken as an absolute value of a temperature difference between the predetermined temperature  $T_{set}$  and the inside temperature  $T_r$ . In the first embodiment, the judgement of a steady state/a transitional state is performed by judging whether the absolute value of the temperature difference  $|T_{set} - T_r|$  is or not equal to or lower than the predetermined value  $\delta$  (for example,  $\delta=3^{\circ}\text{C}$ ). However, as shown in FIG. 10, the judgement of a steady state/a transitional state can be performed by judging whether a variation speed of  $(T_r - T_{set})$  per unit hour is or not large. In this case, the correction flowing-air amount  $\Delta V$  is calculated based on the correction-flowing-air-amount characteristics shown in FIG. 10 in response to the variation speed of  $(T_r - T_{set})$  per unit hour.

[0052]

In addition to this, the judgement of a steady state/a transitional state can be performed by judging whether a variation speed of the inside temperature  $T_r$  per unit hour is or not large or by judging whether a time, elapsed from a starting time of an air-condition operation, is or not long. Further, when a rapid variation of an outside-environmental condition is detected by output signals from the outside-temperature sensor 77 and the solar-radiation sensor 79, it can be judged to be a transitional state.

[0053]

[A Fourth Embodiment]

As shown in FIG. 11, processes of operation judgement for thermal-sense accessories (step 131) and correction for the required heat-quantity  $Q_{AO}$  (step 132) are added between the step 130 and the step 140 shown in FIG. 1 in an air-conditioning apparatus including thermal-sense accessories such as a seat heater for heating a vehicle seat, a radiation heater provided on a door inner panel, and HWS (Heating Window Shield) for heating a windowpane.

[0054]

In this case, in the operation judgement for thermal-sense accessories at the step 131, it is judged whether the required heat-quantity  $Q_{AO}$ , calculated at the step 130, is as  $Q_{AO} \geq \beta$  (a heating is required) or  $Q_{AO} < \beta$  (a heating is not required). Then, heating performance is compensated by turning on the thermal-sense accessories when  $Q_{AO} \geq \beta$ . On the other hand, when  $Q_{AO} < \beta$ , heating is not required, thereby turning off the thermal-sense accessories.

[0055]

In the correction for the required heat-quantity  $Q_{AO}$  at the step 132, the required heat-quantity  $Q_{AO}$  is corrected to be reduced by heating value of the thermal-sense accessories in order to lower the blowing-air temperature  $T_{AO}$  of hot air in response to heating value of the thermal-sense accessories.

[0056]

[Another Embodiment]

In the first embodiment, at a cooling time, the blowing-air

amount  $V_{AO}$  is increased by the correction flowing-air amount  $\Delta V$  at a transient-state time than at a steady-state time, thereby improving COP of the refrigeration cycle 55. However, at a heating time, since the correction flowing-air amount  $\Delta V$  is set to "0" (refer to FIG. 8), the flowing-air characteristics at a transient-state time also becomes equal to that at a steady-state time. This reason is as follows. That is, if the blowing-air amount  $V_{AO}$  is increased considerably at a heating time, the blowing-air temperature  $T_{AO}$  is excessively lowered, thereby conversely reducing warmth a passenger exposed to the blowing air senses.

[0057]

However, even at a heating time, the correction flowing-air amount  $\Delta V$  can be set as  $\Delta V > 0$ , and the blowing-air amount  $V_{AO}$  may be increased to a level where a passenger does not feel uncomfortable. In this case, though the blowing-air temperature  $T_{AO}$  is lowered according to an increasing amount of the blowing-air amount  $V_{AO}$ , a required heat-quantity supplied into the passenger compartment can be insured by increasing a flowing-air amount. Therefore, COP of the refrigeration cycle 55 can be improved without reducing heating performance even at a transition time of a heating time.

[0058]

Further, though the first embodiment is an air-conditioning apparatus for an electric vehicle to which the present invention is applied, it goes without saying that the present invention can be applied to various air conditioning apparatuses such as an air conditioning apparatus for an engine-driving-type vehicle or an

air-conditioning apparatus for a house. In the case of an air-conditioning apparatus for an engine-driving-type vehicle, a heat core, through which engine-cooling water circulates, can be used as a heat source at a heating time. In the case of a general air-conditioning-apparatus, an electric heater can be used as a heat source at a heating time.

[0059]

In the first embodiment, air is strongly blown from the spot blow port 43 at a time of a large flowing-air amount, and air is gently blown from the wide blow port 42 at a time of a small flowing-air amount. However, air can be blown from both blow ports 42, 43 at the same time. In this case, the spot/wide switching dumper 46 becomes unrequired.

[0060]

Further, the thermal-sense-setting device 82 is not limited to a key-input-type one, but can be constituted by using such as a dial switch. Needless to say, the present invention can be performed with variously changing constitution such as constitution related to ventilation or constitution of the thermal-sense display portion 84.

[0061]

[Effect of the Invention]

As explained above, according to the present invention, the auto-mode flowing-air amount is compared with the manual-mode flowing-air amount at a manual mode. When the auto-mode flowing-air amount is larger, the blowing-air temperature is determined based on the auto-mode flowing-air amount and the required heat

quantity, so that the blowing-air temperature in this case becomes equal to that at an auto-mode time and a heat quantity supplied into a room becomes smaller than the required heat quantity. However, a time when a passenger makes the manual-mode flowing-air amount smaller is a time when the passenger wants to make heating/cooling weaker, so that a result becomes the blowing-air temperature fitting to his thermal sense, thereby improving comfortable conditioning more than a conventional case. Since a heat quantity, supplied into a room, can be reduced, a saving-energy effect can be also obtained. On the other hand, when the manual-mode flowing-air amount is larger than the auto-mode flowing-air amount, the blowing-air temperature is determined based on the manual-mode flowing-air amount and the required heat quantity, so that a suitable heat quantity (= the required heat quantity) is supplied into a room, thereby maintaining comfortable conditioning.

[Brief Description of the Drawings]

[FIG. 1] It is a flowchart showing a controlling program of the first embodiment according to the present invention.

[FIG. 2] It is a schematic view of whole constitution of an air-conditioning apparatus.

[FIG. 3] It is a front view of an instrument-panel portion of a vehicle.

[FIG. 4] It is a front view of an air-control panel.

[FIG. 5] It is a drawing showing the relationship between operational modes of a refrigeration cycle and operational modes of an outside fan.

[FIG. 6] (a) is a drawing showing the relationship between a predetermined thermal-sense  $S_{set}$  and  $T_{set}'$ , (b) is a drawing showing the relationship between an outside temperature  $T_{am}$  and  $\Delta T_{am}$ , and (c) is a drawing showing the relationship between a solar-radiation amount  $T_s$  and  $\Delta T_s$ .

[FIG. 7] It is a drawing showing flowing-air-amount characteristics and temperature characteristics at a steady-state time.

[FIG. 8] It is a drawing showing the relationship between  $T_r - T_{set}$  and the correction-flowing-air amount  $\Delta V$ .

[FIG. 9] It is a drawing showing the relationship between the blowing-air amount  $V_{ao}$  and a blower voltage.

[FIG. 10] It is a drawing showing the relationship between a variation speed of  $(T_r - T_{set})$  and a correction-flowing-air amount  $\Delta V$  in the third embodiment according to the present invention.

[FIG. 11] It is a drawing showing a portion of the controlling program of a fourth embodiment according to the present invention.

[Description of the Reference numerals]

22	outside-air-suction port
23, 24	inside-air-suction port
25	inside/outside air dumper
31	evaporator
35	condensor
40	defroster blow port
42	wide blow port
43	spot blow port

46 spot/wide switching dumper  
 52 foot blow port  
 55 refrigeration cycle  
 56 compressor  
 57 four-way valve  
 58 outside heat exchanger  
 61 capillary  
 62-64 electromagnetic valve  
 65 expansion valve  
 67 inverter  
 68 ECU (operational-mode-judging means, blowing-temperature-  
 determining means)  
 77 inside temperature sensor  
 78 outside temperature sensor  
 79 solar-radiation sensor  
 80 evaporator-outlet-temperature sensor  
 81 condensor-outlet-temperature sensor  
 82 thermal-sense-setting device  
 82a rather-cooler key  
 82b rather-warmer key  
 84 thermal-sense display portion  
 88 refrigerant pressure sensor  
 89 outside fan  
 Lo, M1, M2, Hi  
 manual-mode flowing-air-amount switching switch

TABLE 1

dumper ----- blowing mode		forced- cooling dumper 36	communicating dumper 38	spot/wide switching dumper 46	inside- outside-air dumper 25
FACE	SPOT	at a cooling time	open	SPOT	—
	WIDE	open	open	WIDE	—
B/L		-----	close	WIDE	—
FOOT		at heating, dehumidifying , defrosting times	close	— (WIDE)	—
FOOT/DEF			close	— (WIDE)	—
DEF			open	— (WIDE)	—
inside air   linear outside air		—	—	—	inside air   linear outside air



TABLE 2

input		output			
operational mode of refrigeration cycle 55		electromagnet ic valve 62	electromagnet ic valve 63	electromagnet ic valve 64	four-way valve 57
OFF		OFF	OFF	OFF	OFF (continuous line)
cooling		OFF	OFF	OFF	ON (dashed line)
heating		ON	OFF	OFF	OFF (continuous line)
(defrosting)		OFF	ON	OFF	OFF (continuous line)
dehumidify ing	dehumidify ing H	OFF	OFF	ON	OFF (continuous line)
	dehumidify ing C	OFF	ON	OFF	OFF (continuous line)

15

れる熱量が必要熱量よりも少なくなるが、乗員がマニュアルモード風量を小さくするときは、乗員が冷暖房を弱くしたいと感じているときであるので、結果的に乗員の温感に合った吹出温度となり、従来よりも快適性が向上する。しかも、室内に供給する熱量が少なくて済むので、省エネルギー効果も得られる。一方、マニュアルモード風量がオートモード風量よりも大きいときには、吹出温度はマニュアルモード風量と必要熱量とに基づいて決定されるので、室内に適正な熱量(=必要熱量)が供給され、快適性が維持される。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例の制御プログラムを示すフローチャート

【図2】空調装置全体の概略構成図

【図3】自動車のインストルメントパネル部分の正面図

【図4】エアコンコントロールパネルの正面図

【図5】冷凍サイクルの運転モードと室外ファンの運転モードとの関係を示す図

【図6】(a)は設定温度 $S_{set}$ と $T_{set}$ との関係を示す図、(b)は外気温度 $T_{am}$ と $\Delta T_{am}$ との関係を示す図、(c)は日射量 $T_s$ と $\Delta T_s$ との関係を示す図

【図7】定常時の風量・温度特性を示す図

16

【図8】 $T_r - T_{set}$ と補正風量 $\Delta V$ との関係を示す図

【図9】吹出風量 $V_{A0}$ とブロワ電圧との関係を示す図

【図10】本発明の第3実施例における( $T_r - T_{set}$ )の変化速度と補正風量 $\Delta V$ との関係を示す図

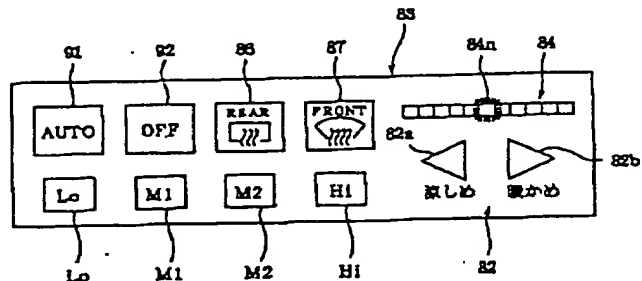
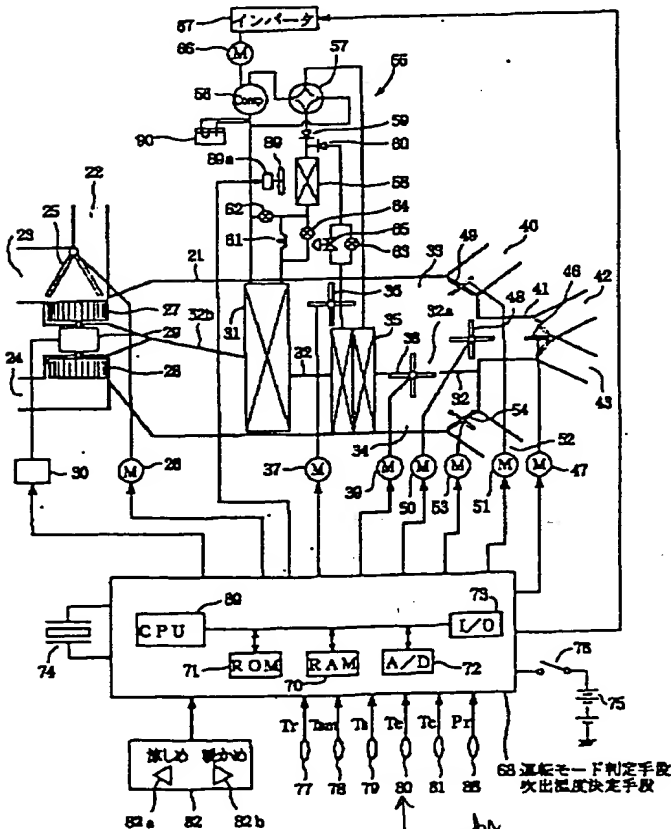
【図11】本発明の第4実施例における制御プログラムの一部を示す図

#### 【符号の説明】

22…外気吸入口、23, 24…内気吸入口、25…内外気ダンパ、31…エバポレータ、35…コンデンサ、40…デフ吹出口、42…ワイド吹出口、43…スポット吹出口、46…スポット/ワイド切替ダンパ、52…足元吹出口、55…冷凍サイクル、56…コンプレッサ、57…四方切替弁、58…室外熱交換器、61…キャピラリ、62~64…電磁弁、65…減圧弁、67…インバータ、68…ECU(運転モード判定手段、吹出温度決定手段)、77…内気温度センサ、78…外気温度センサ、79…日射センサ、80…エバポレータ出口温度センサ、81…コンデンサ出口温度センサ、82…温感設定器、82a…涼しめキー、82b…暖かめキー、84…温感表示部、88…冷媒圧力センサ、89…室外ファン、Lo, M1, M2, Hi…マニュアルモード風量切替スイッチ。

FIG. 2

FIG. 4



evaporator  
outlet  
temp sensor.

FIG. 1

(See Next page)

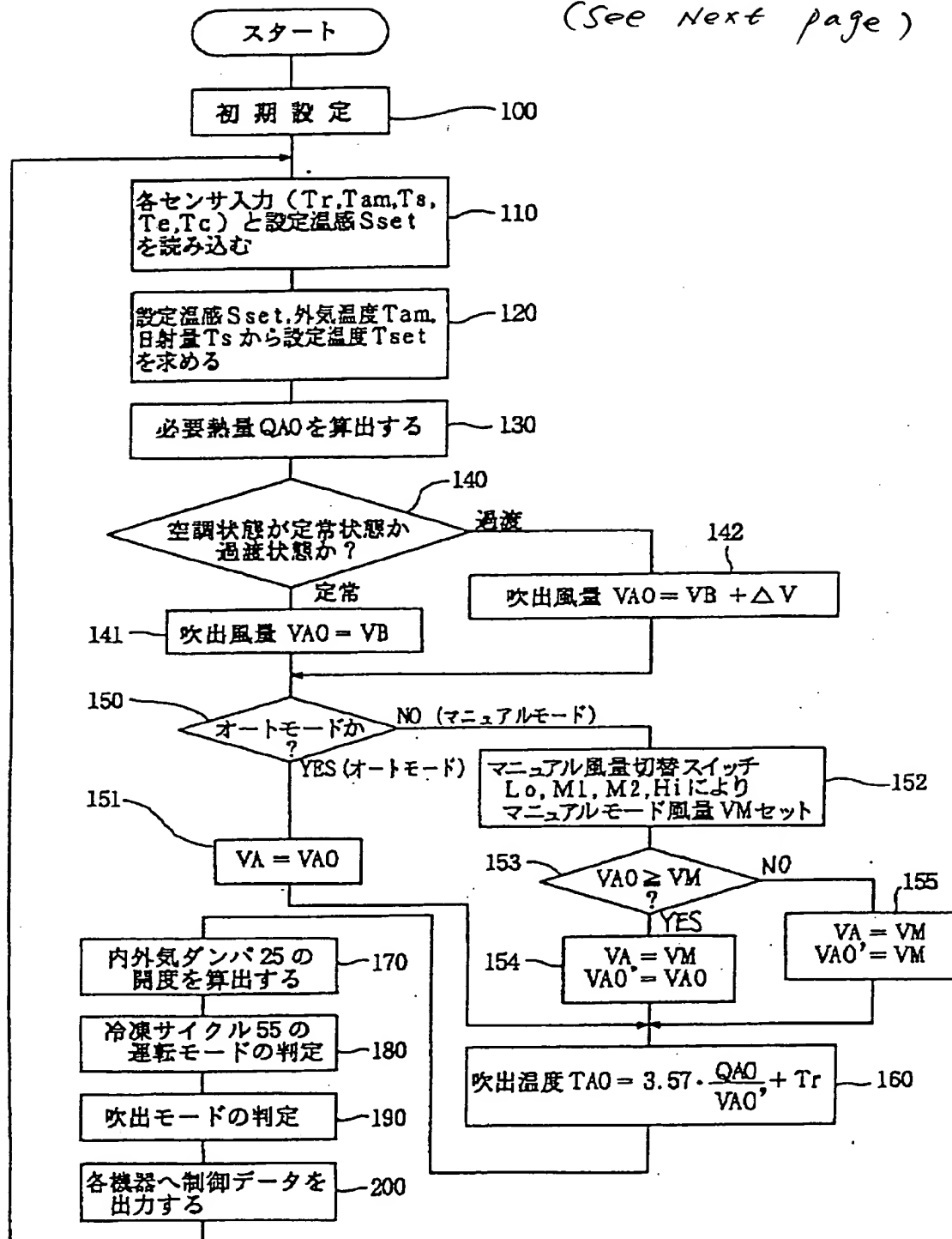


FIG. 1

START

100:     Initializing

110:     Input  $T_r$ ,  $T_{am}$ ,  $T_s$ ,  $T_e$ ,  $T_c$  from respective sensor,  
          and read a predetermined thermal-sense  $S_{set}$

120:     Calculate a predetermined temperature  $T_{set}$   
          based on the predetermined thermal-sense and the  
          outside temperature  $T_{am}$

130:     Calculate a required heat quantity  $Q_{AO}$

140:     An air-conditioning state is a steady state?,  
          or a transitional state?

      steady

141:     A blowing-air amount  $VAO = V_B$

      transitional

142:     The blowing-air amount  $VAO = V_B + \Delta V$

150:     An auto mode?

      YES (an auto mode)

151:      $VA = VAO$

      NO (a manual mode)

152:     Set a manual-mode flowing-air-amount  $VM$  by  
          flowing-air-amount manually-switching switches  
           $Lo$ ,  $M1$ ,  $M2$ ,  $Hi$ ,

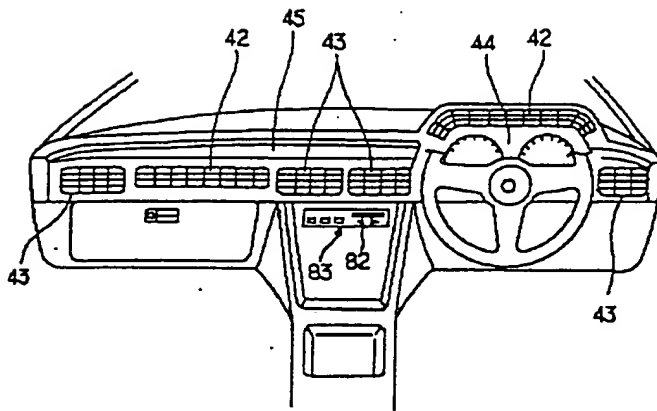
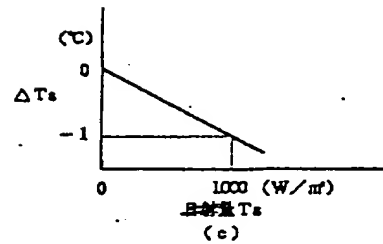
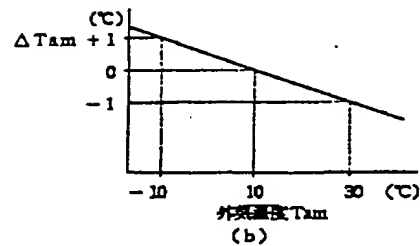
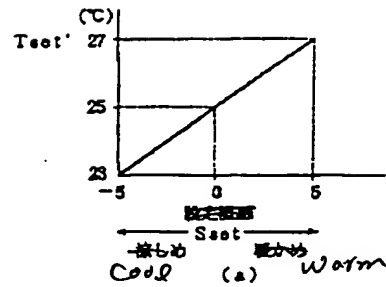
160:     A blowing-air temperature  $T_{AO} = 3.57 \cdot Q_{AO}/VAO + T_r$

170:     Calculate an open degree of  
          an inside-outside-air dumper 25

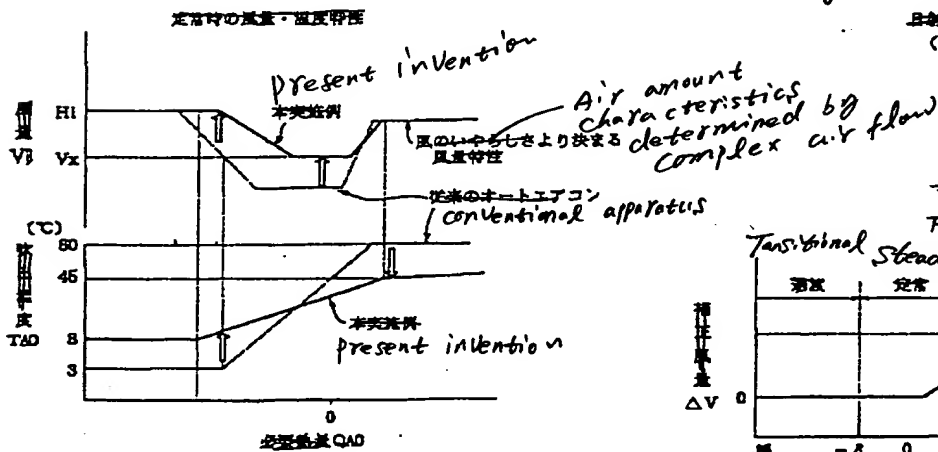
180:     A judgement of an operational mode of  
          a refrigeration cycle 55

190:     A judgement of a blowing mode

200:     Output the controlling data to each apparatus

FIG. 3  
[図3]FIG. 6  
[図6]

[図7]



[図8]

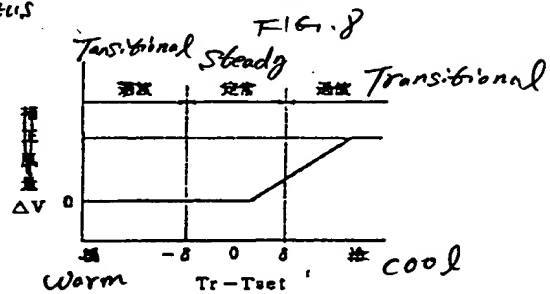
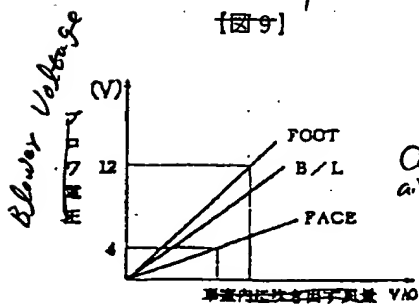
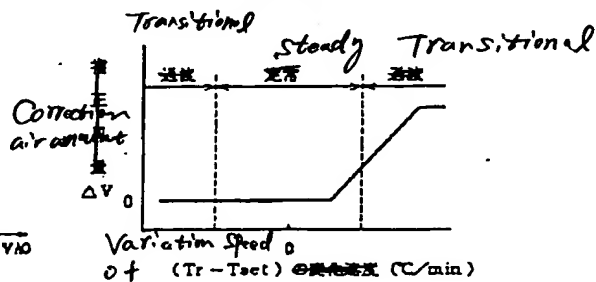
FIG. 9  
[図9]FIG. 10  
[図10]

Fig. 5 (See next page)


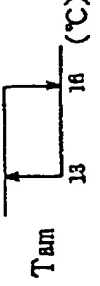
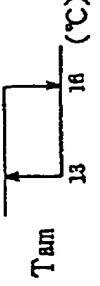
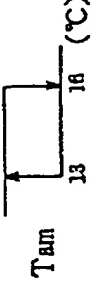
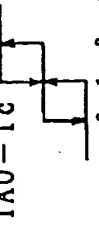
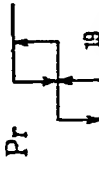
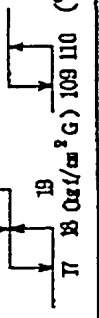
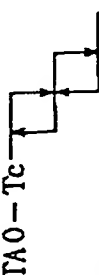
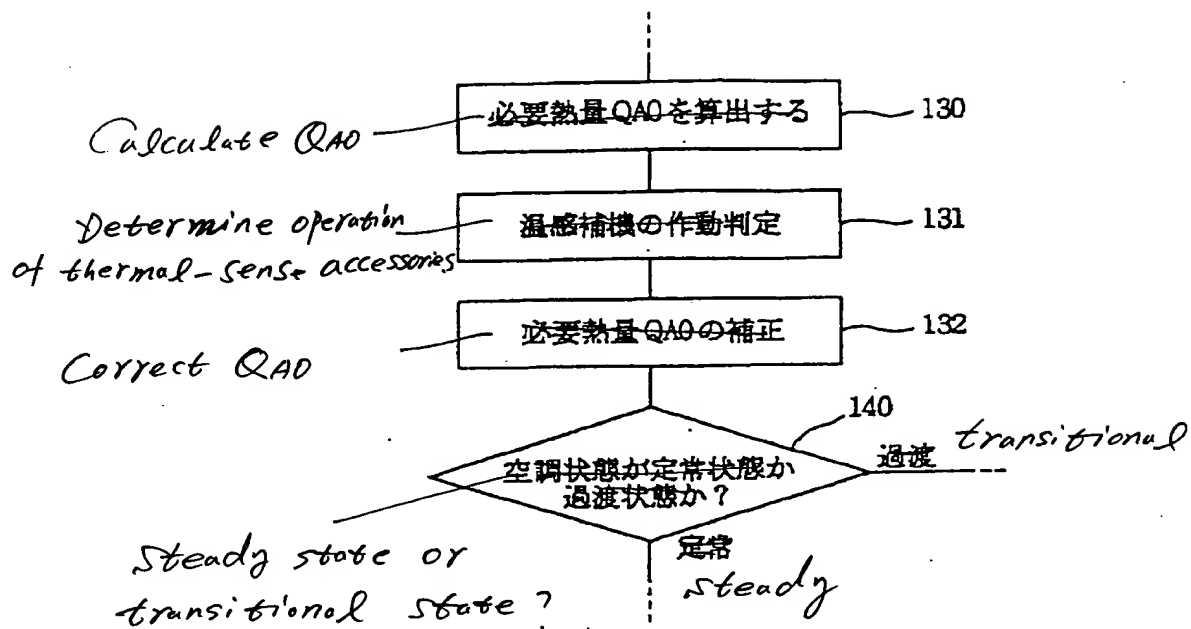
入		力		出 力
冷凍サイクル55の 運転モード	コンプレッサ58	各センサの出力データ		室外ファン89の 運転モード
冷 房	ON			Hi
				Lo
暖 房	ON			Hi
				Lo
				OFF
除 湿	ON			Hi
				Lo
				OFF

FIG. 5

INPUT				OUTPUT
operational mode of the refrigeration cycle 55		compressor 56	output data from each sensor	operational mode of the outside fan 89
cooling		ON	—	Hi
				Lo
heating		ON	—	Hi
				Lo
dehumid-ifying	dehumid-ifying H	ON	—	Hi
				Lo
				OFF
	dehumid-ifying C	ON	—	Hi
				Lo
				OFF

[図11] Fig. 11



フロントページの続き

(72) 発明者 竹尾 裕治  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電  
装株式会社内